



TUGAS AKHIR - TM141585

DESAIN MEKANISME PEMASUKAN SYNGAS DAN UJI UNJUK KERJA MOTOR DIESEL STASIONER SISTEM DUAL FUEL BIODIESEL SYNGAS HASIL GASIFIKASI

**AGI NOTO BAWONO
NRP. 2114 105 031**

**Dosen Pembimbing
Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT.**

**JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2017**



TUGAS AKHIR - TM091585

DESAIN MEKANISME PEMASUKAN SYNGAS DAN UJI UNJUK KERJA MOTOR DIESEL STASIONER SISTEM DUAL FUEL BIODIESEL SYNGAS HASIL GASIFIKASI

**AGI NOTO BAWONO
NRP. 2114 105 031**

**Dosen Pembimbing
Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT.**

**JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2017**



FINAL PROJECT - TM141585

MECHANISM DESIGN AND TEST THE SYNGAS REVENUE PERFORMANCE MOTOR DIESEL DUAL FUEL SYSTEM OF A STATIONARY BIODIESEL SYNGAS GASIFICATION

**AGI NOTO BAWONO
NRP. 2114 105 031**

**Advisor
Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT.**

**DEPARTEMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
Faculty of Technology
Institute of Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2017**

LEMBAR PENGESAHAN

DESAIN MEKANISME PEMASUKAN SYNGAS DAN UJI UNJUK KERJA MOTOR DIESEL STASIONER SISTEM DUAL FUEL BIODISEL SYNGAS HASIL GASIFIKASI

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada

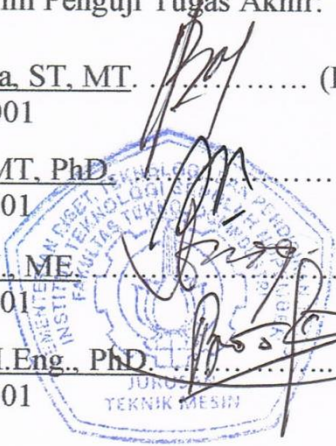
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

AGI NOTO BAWONO

NRP. 2114105031

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Dr. Bambang Sudarmanta, ST, MT. (Pembimbing)
NIP. 197301161997021001
 2. Ary Bachtiar K. P., ST, MT, PhD (Penguji I)
NIP. 197105241997021001
 3. Dr. Ir. Budi Utomo K. W., ME. (Penguji II)
NIP. 195312191981031001
 4. Bambang Arip D., ST, M.Eng., PhD (Penguji III)
NIP. 197105241997021001
- 

SURABAYA

Januari, 2017

DESAIN MEKANISME PEMASUKAN SYNGAS DAN UJI UNJUK KERJA MOTOR DIESEL STASIONER SISTEM DUAL FUEL BIODIESEL SYNGAS HASIL GASIFIKASI

Nama Mahasiswa : Agi Noto Bawono
Nrp : 2114 105 031
Jurusan : Teknik Mesin
Pembimbing : Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT.

Abstrak

Saat ini penerapan sistem dual fuel syngas hasil gasifikasi secara langsung menggunakan sistem venturi menghasilkan substitusi biodiesel oleh syngas hanya 50% saja, Sedangkan aplikasi pada sistem tidak langsung dengan pengaturan syngas dapat mencapai substitusi 74%. Salah satu parameter yang mempengaruhi substitusi ini adalah rancangan venturi. Penelitian ini bertujuan untuk meningkatkan substitusi biodiesel oleh syngas dengan cara memperkecil diameter throat pada venturi untuk meningkatkan kevakuman.

Penelitian dimulai dengan pengujian mesin diesel generator set sistem dual fuel dengan venture mixer yang eksisting, yaitu diameter throat 22 mm dan selanjutnya divariasikan dengan diameter 19.8 mm dan 17.6 mm. Mesin dioperasikan pada putaran konstan sebesar 2000 rpm dengan variasi pembebanan mulai dari 200 W sampai dengan 2000 W. Parameter yang diukur pada penelitian ini meliputi: waktu konsumsi bahan bakar biodiesel dengan volume 10 ml, pitot syngas (mm), temperatur diesel (oli, pendingin, gas buang) C°, arus listrik (A), tegangan (V).

Hasil yang didapat dari penelitian ini adalah dengan penggunaan venturi mixer dengan diameter throath 17,6 mm dengan 2 lubang masukan syngas akan meningkatkan proporsi jumlah syngas sehingga mengurangi

konsumsi biodiesel rata-rata sebesar 49,919% dari kondisi standar. Peningkatan massflowrate syngas melalui venturi mixer ke dalam mesin diesel mensubstitusi penggunaan biodiesel oleh syngas maksimal sebesar 59,016%. Nilai AFR rata-rata mengalami penurunan sebesar 11% dari nilai AFR standar single fuel. Dengan meningkatnya proporsi syngas mengakibatkan nilai specific fuel consumption (sfc) biodiesel mengalami penurunan rata-rata mencapai 48,051 % dari kondisi standar single fuel. Nilai specific fuel consumption (sfc) dual fuel mengalami kenaikan rata-rata sebesar 8,408% dari kondisi sfc diameter throat eksisting. Efisiensi thermall sistem dual fuel secara umum mengalami kenaikan dengan penambahan proporsi syngas rata-rata sebesar sebesar 96,052% dari standar biodiesel single fuel. Bila dibandingkan dengan penggunaan venturi mixer diameter eksisting nilai efisiensi thermall sistem dual fuel mengalami kenaikan sebesar 11,55%. Penambahan proporsi syngas mengakibatkan nilai rata-rata energi per siklus pada sistem dual fuel mengalami penurunan sebesar 20,875% dari kondisi standar biodiesel single fuel. Nilai rata-rata energi per siklus dual fuel mengalami kenaikan 4,628% dari kondisi venturi mixer berdiameter throath eksisting.

Kata kunci : diesel dual fuel, syngas, biodiesel, variasi diameter throat venturi mixer.

MECHANISM DESIGN AND TEST THE SYNGAS REVENUE PERFORMANCE MOTOR DIESEL DUAL FUEL SYSTEM OF A STATIONARY BIODISEL SYNGAS GASIFICATION

Student Name : Agi Noto Bawono
NRP : 2114105031
Department : Mechanical Engineering FTI - ITS
Advisor : Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT.

Abstract

The current application of the system of dual fuel syngas gasification directly using the venturi system produces the substitution of biodiesel by syngas is only 50%, whereas the indirect system application with the settings of the syngas can reach 74% of substitution. One of the parameters that affect this substitution is a venturi design. This research aims to improve the substitution of biodiesel by syngas by way of reducing the diameter of the throat on a venturi to increase the race.

The research starts with testing machines diesel generator sets of dual fuel system with an existing mixer venture, namely throat diameter of 22 mm and vary with the diameter of 27.5 mm and 4.7 mm. Machine-operated on a constant round of 2000 rpms with variation of loading ranging from 200 W to 2000 W Parameters measured in this study include: time fuel consumption of biodiesel by volume 10 ml pitot, syngas (mm), the temperature of diesel (oil, coolant, exhaust gas) co., an electric current (A), voltage (V).

The results obtained from this research is the use of venturi mixer with diameter throath 17.6 mm with 2 holes will increase the proportion of syngas input number of syngas biodiesel consumption so as to reduce an average of 49.919% of standard conditions. Improved massflowrate venturi mixer via syngas into diesel engine mensubtitusi the use of biodiesel by

syngas maximum of 59,016%. The average AFR value decreased by 11% from the value of the AFR standard single fuel. With the increasing proportion of syngas resulted in the value of specific fuel consumption (sfc) of biodiesel has decreased on average achieve 48.051% of standard single fuel conditions. The value of the specific fuel consumption (sfc) dual fuel increase an average of 8.408% of throat diameter of existing conditions of the sfc. A dual fuel system thermall efficiency generally increase with the addition of a proportion of the average of syngas of 96.052% of the biodiesel standard single fuel. When compared with the use of venturi mixer diameter value of the existing dual fuel system thermall efficiency increase of 11.55%. The addition of the proportion of syngas resulted in average energy per cycle on a dual fuel system decreased by 20.875% of biodiesel fuel single standard condition. The value of the average energy per cycle dual fuel increase 4.628% of venturi mixer conditions existing throath in diameter.

Keywords: diesel dual fuel, biodiesel, syngas, variations in the diameter of the throat venturi mixer.

KATA PENGANTAR

Alhamdulillah, segala puji dan syukur kami panjatkan kehadirat Allah SWT. Karena atas rahmat dan hidayah-Nya, tugas akhir yang berjudul “ **DESAIN MEKANISME PEMASUKAN SYNGAS DAN UJI UNJUK KERJA MOTOR DIESEL STASIONER SISTEM DUAL FUEL BIODISEL SYNGAS HASIL GASIFIKASI**” ini dapat disusun dan diselesaikan dengan baik dan lancar.

Tugas Akhir ini merupakan salah satu persyaratan yang harus dipenuhi oleh setiap mahasiswa Program Studi S1 Teknik Mesin Produksi ITS Surabaya, sesuai dengan kurikulum yang telah ditetapkan. Selain itu Tugas Akhir ini juga merupakan suatu bukti yang diberikan almamater dan masyarakat.

Banyak dorongan dan bantuan yang penulis dapatkan selama penyusunan Tugas Akhir ini sampai terselesaikannya laporan. Untuk itu penulis ingin menyampaikan ucapan terima kasih dan penghargaan sebesar-besarnya kepada :

1. Allah SWT dan junjungan besar Nabi Muhammad SAW yang telah memberikan ketenangan dalam jiwaku.
2. Bapak Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT sebagai Dosen Pembimbing yang telah dengan sangat sabar, tidak bosan-bosannya membantu dan memberikan ide serta ilmu hingga terselesaikannya Tugas Akhir ini.
3. Ayah dan Ibu serta saudara-saudaraku tercinta yang benar - benar memberikan dorongan dan semangat dengan cinta dan kasih sayangnya yang tiada batas dan tak terbalaskan, doa dan restunya.
4. Bapak Dr. Ir. Budi Utomo K. W. ME., Bambang Arip D., ST, M.Eng., PhD. dan Ary Bactiar K.P.,ST.MT.Phd selaku dosen penguji yang telah memberikan kritik dan

saran dalam penyempurnaan dan pengembangan Tugas Akhir ini.

5. Bapak Ir. Bambang Pramujati M.Eng.Sc., Ph.D., selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.
6. Bapak Bapak Dr. Ir. Budi Utomo K. W. ME., Selaku dosen wali yang selalu memberikan nasehat bijak serta motivasi.
7. Seluruh dosen dan staf pengajar Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS, yang telah memberikan ilmunya dan membantu semua selama menimba ilmu di bangku kuliah.
8. Teman-teman kelompok tugas akhir, Satrio, Siti, Dimas, Arizal, Mas Yoga, Fikri, Mas Rahmat sholeh, Mas Agus, Afif dan Anang yang telah membantu serta memotifasi pengerjaan tugas akhir.
9. Seluruh keluarga laboratorium teknik pembakaran dan bahan bakar yang telah menyediakan tempat dan telah memberikan bantuan dalam proses penyelesaian tugas akhir ini.

Semoga segala keikhlasan dan kebaikan yang telah diberikan mendapatkan balasan yang terbaik dari Tuhan Yang Maha Esa, Amin.

Karena keterbatasan waktu dan kemampuan penulis, sebagai manusia biasa kami menyadari dalam penulisan ini masih terdapat beberapa kesalahan dan kekurangan. Oleh karena itu, kami mengharap kritik dan saran membangun sebagai masukan untuk penulis dan kesempurnaan Tugas Akhir ini. Semoga dengan penulisan tugas akhir ini dapat bermanfaat bagi semua pihak yang memerlukan, mahasiswa Mesin pada khususnya.

Surabaya, Januari 2017

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
LEMBAR PENGESAHAN.....	iii
ABSTRAK.....	iv
KATA PENGANTAR.....	viii
DAFTAR ISI.....	x
DAFTAR GAMBAR.....	xiv
DAFTAR TABEL.....	xvi
DAFTAR SIMBOL.....	xviii

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah.....	5
1.3 Batasan Masalah.....	5
1.4 Tujuan Penelitian.....	6
1.5 Manfaat Penelitian.....	6

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Bahan Bakar	7
2.1.1 Bahan Bakar Diesel.....	7
2.1.2 Bahan Bakar Gas.....	10
2.1.3 Gas Hasil Gasifikasi Briket <i>Municipal Solid Waste</i> (MSW).....	11
2.1.4 Bahan Bakar Biodiesel.....	12
2.2 Teori Pembakaran	13
2.2.1 Perhitungan Stoikiometri Kebutuhan Udara	13
2.2.2 Pembakaran Non Stoikiometri	14
2.3 Dasar Teori Motor Diesel	16
2.3.1 Tahap Pembakaran Pada Motor Diesel	16
2.3.2 Mekanisme Pengendalian Bahan Bakar	18
2.3.3 Unjuk Kerja Motor Diesel	20
2.4 Mesin Diesel Sistem <i>Dual Fuel</i>	23
2.4.1 Perinsip Kerja Sistem Dual Fuel	24
2.4.2 Unjuk Kerja Motor Diesel <i>Dual Fuel</i>	25
	27

2.4.3 <i>Keuntungan dan Kerugian Dari Sistim Dual Fuel</i>	
2.4.4 Teknologi Sistim <i>Dual Fuel</i> Pada Motor Diesel Saat Ini	28
2.5 <i>Venturi</i> Secara Umum	32
2.5.1 Teori Desain <i>Venturi</i>	34
2.6 Penelitian Sebelumnya Tentang <i>Dual Fuel System</i>	28
 BAB III METODOLOGI	
3.1 Metode Penelitian.....	45
3.2 Alat Uji.....	45
3.3 Alat Ukur	49
3.4 Prosedur Percobaan.....	52
3.4.1 Persiapan Pengujian	52
3.4.2 Pengujian Pada Kondisi Standar Dengan Bahan Bakar Biodiesel.	53
3.4.3 Pengujian Dengan Bahan Bakar Kombinasi <i>Syngas-Biodiesel</i>	53
3.5 Rancangan Eksperimen.....	55
3.6 <i>Flowchart</i> Penelitian.....	58
3.6.1 <i>Flowchart</i> Pengujian Sistem <i>Single Fuel</i>	59
3.6.2 <i>Flowchart</i> Pengujian Sistem <i>Dual Fuel</i>	60
 BAB IV DATA DAN ANALISA	
4.1 Perancangan <i>Dual Fuel System</i>	61
4.2 Data Pendukung	64
4.3 Perhitungan Unjuk Kerja	67
4.3.1 Perhitungan Daya	71
4.3.2 Perhitungan Torsi	71
4.3.3 Perhitungan Tekanan Efektif Rata-rata (BMEP).....	72
4.3.4 Perhitungan <i>Specific Fuel Consumption</i> (SFC).....	73
4.3.5 Perhitungan Rasio Udara Bahan Bakar (AFR).....	74
4.3.6 Perhitungan Effisiensi Thermal (η_{th}).....	75
4.3.7 Energi Per Siklus	76
4.4 Analisa Unjuk Kerja	76
4.4.1 Analisa Daya	76
4.4.2 Analisa Torsi	78

4.4.3 Analisa Tekanan Efektif Rata-rata (BMEP)	80
4.4.4 Analisa <i>Specific Fuel Consumption</i> (SFC) dan Substitusi	81
4.4.5 Analisa Rasio Udara Bahan Bakar (AFR)	84
4.4.6 Analisa Efisiensi Thermal (η_{th}).....	88
4.4.7 Analisa Energi Per Siklus.....	89
4.4.8 Analisa Kondisi Temperatur Gas Buang.....	91
4.4.9 Analisa Temperatur Mesin.....	92
4.4.10 Analisa Temperatur Oli.....	93
4.4.11 Analisa Temperatur Cairan Pendingin.....	94
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	
5.1 Kesimpulan.....	97
5.2 Saran.....	98
DAFTAR PUSTAKA	
LAMPIRAN	

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Tahapan Pembakaran Pada Motor Diesel.....	16
Gambar 2.2	Skema Kerja Governor Mekanis-Hidraulis.....	19
Gambar 2.3	<i>Skema Sistim Diesel Dual Fuel</i>	25
Gambar 2.4	Skema pencampuran Gas-Udara Dengan Mekanisme Venturi.....	30
Gambar 2.5	<i>Venturi Mixer</i>	32
Gambar 2.6	<i>Venturi</i>	32
Gambar 2.7	<i>Classical Venturi Tube</i>	34
Gambar 2.8	<i>Pressure loss ratio</i>	39
Gambar 2.9	<i>Truncation Venturi Tube</i>	39
Gambar 2.10	(a) Grafik SFC terhadap beban.....	41
	(b) Grafik <i>Fuel Consumption</i> terhadap Beban	41
Gambar 2.11	Persentase penggantian konsumsi minyak solar oleh syngas pada engine fungsi beban listrik	42
Gambar 2.12	Substitusi Solar Fungsi Beban Listrik	43
Gambar 3.1	Set <i>engine</i> diesel (Yanmar) – Generator (Noqiwa)	45
Gambar 3.2	(a) Skema <i>mixer</i> diameter <i>throat</i> 19.8 mm.....	48
	(b) Skema <i>mixer</i> diameter <i>throat</i> 17.6 mm.....	48
Gambar 3.3	<i>Pitot Static Tube</i>	49
Gambar 3.4	Skema Peralatan Percobaan	55
Gambar 3.5	<i>Flowchart</i> penelitian.....	58
Gambar 3.6	<i>Flowchart</i> pengujian sistem <i>single fuel</i>	59
Gambar 3.7	<i>Flowchart</i> pengujian sistem <i>dual fuel</i>	59
Gambar 4.1	(a) Detail Rancangan <i>Venturi Mixer</i> Diameter <i>Throat</i> eksisting 22 mm.....	64
	(b) Detail Rancangan <i>Venturi Mixer</i> Diameter <i>Throat</i> 17,6 mm.....	64
	(c) Detail Rancangan <i>Venturi Mixer</i> Diameter <i>Throat</i> 19,8 mm.....	64
Gambar 4.2	<i>Grafik Daya Fungsi Beban</i>	77
Gambar 4.3	<i>Grafik Torsi Fungsi Beban</i>	79

Gambar 4.4	Grafik Tekanan Efektif Rata-Rata Fungsi Beban..	80
Gambar 4.5	Grafik <i>Specific Fuel Consumption Dual Fuel</i> Fungsi Beban.....	82
Gambar 4.6	Grafik <i>Specific Fuel Consumption Biodiesel</i> Fungsi Beban.....	83
Gambar 4.7	Grafik Konsumsi Pergantian Solar Oleh <i>Syngas</i> Fungsi Beban.....	84
Gambar 4.8	Grafik <i>Air Fuel Ratio</i> Fungsi Beban.....	85
Gambar 4.9	Grafik Perbandingan Debit Udara dan Bahan Bakar Diameter <i>Throath</i> 22; 19,8 mm dan Dengan 2 Lubang Masukan <i>Syngas</i>	86
Gambar 4.10	Grafik Perbandingan Debit Udara dan Bahan Bakar Diameter <i>Throath</i> 17,6 mm 2 Lubang dan 17,6 mm Dengan 1 Lubang Masukan <i>Syngas</i>	86
Gambar 4.11	Grafik Perbandingan Debit Udara dan Bahan Bakar Diameter <i>Throath</i> 19,8 mm 1 Lubang Masukan <i>syngas</i> dan single fuel.....	87
Gambar 4.12	Grafik Efisiensi <i>Thermal</i> Fungsi Beban.....	88
Gambar 4.13	Grafik jumlah Energi Per Siklus Fungsi Beban.....	90
Gambar 4.14	Grafik Perubahan Temperatur Gas Buang Fungsi Beban.....	91
Gambar 4.15	Grafik Temperatur Mesin Fungsi Beban.....	92
Gambar 4.16	Grafik Temperatur Oli Fungsi Beban.....	94
Gambar 4.17	Grafik Temperatur pendingin fungsi beban.....	95

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Komparasi <i>Properties</i> Bahan Bakar Diesel.....	13
Tabel 2.2 Koefisien Discharge dan Ketidak Pastian Venturi Tube Dengan Machined Konvergent Berdasarkan Annex B dari ISO 5167-4:2003.....	38
Tabel 3.1 Parameter-parameter Eksperimen	56
Tabel 4.1 Tabel Besarnya Komposisi Kandungan Syngas MSW.....	65
Tabel 4.2 Tabel nilai LHV kandungan syngas	66
Tabel 4.3 Data-data Pada Pembebanan Lamp 2000 Watt Pada Variasi Diameter <i>Throath</i> 17.6 mm Dengan 2 Lubang Masukan <i>Syngas</i>	67

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR SIMBOL

Δp	: Perbedaan tekanan statis local dan referensi (N/m ²)
C_p	: <i>Pressure coefficient</i>
ρ	: Massa jenis fluida (kg.m ⁻³)
μ	: Viskositas absolut fluida (kg/m ³)
ϑ	: Viskosita kinematis (Cst)
η_{gen}	: Effisiensi mekanis generator (%)
η_{trnsm}	: Effisiensi transmisi (%)
η_{th}	: Effisiensi thermal (%)
η_v	: Effisiensi volumetric (%)
l	: Panjang langkah piston (m)
n	: putaran mesin (rpm)
I	: Jumlah silinder
\dot{m}	: Laju aliran massa fluida (kg/s)
V	: Kecepatan maksimal fluida (m/s)
\bar{V}	: Kecepatan rata-rata fluida (m/s)
Q	: Debit aliran fluida (m ³)
V_d	: Volume langkah piston (m ³)
g	: Percepatan gravitasi bumi (m/s ²)
C	: <i>Discharge coefficient</i>
ε	: <i>Expansibility Factor</i>
β	: Rasio diameter <i>throat</i> dan inlet pada <i>venturi</i>
Re_d	: Bilangan reynolds
θ	: Besar sudut pada manometer (°)
D	: Diameter pipa (m)
X_i	: Persentase volume unsur kimia yang terganggu dalam syngas (%)
Y_i	: Persentase volume gas yang terbakar (%)

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Adanya aktifitas manusia serta perkembangan teknologi akan membutuhkan energi yang besar serta menghasilkan limbah dengan jumlah yang besar pula. Di wilayah dengan jumlah penduduk yang padat seperti dikota besar tentu menghasilkan volume sampah dengan jumlah yang besar, sementara sifat dari sampah yang akan mengotori serta mencemari lingkungan baik dari bau maupun kandungan kimia dari sampah yang berbahaya bagi kesehatan, maka diperlukan tempat penampungan khusus, sedangkan disisi lain ketersediaan lahan penampungan terbatas. Sehingga diperlukan solusi yang bermanfaat untuk mengatasi sampah ini, salah satunya adalah dengan merubahnya menjadi energi alternatif.

Salah satu cara pemanfaatan sampah perkotaan yang selanjutnya disebut *Municipal Solid Waste (MSW)* adalah dengan menggunakannya sebagai bahan bakar pada engine melalui proses gasifikasi. Gasifikasi adalah suatu proses perubahan bahan bakar padat secara termokimia menjadi gas, dimana udara yang diperlukan lebih rendah dari udara yang digunakan untuk proses pembakaran (*partial combustion*), didalam suatu reactor gasifikasi Suyitno[17]. Gas yang dihasilkan pada proses ini bersifat mudah terbakar (*flammable*), sehingga dapat dimanfaatkan sebagai bahan bakar motor bakar. Contoh gas hasil gasifikasi sampah yang penelitiannya dilakukan oleh Hendra dkk[4] menghasilkan komposisi CO 7,99% ; H₂ 7,60% ; CH₄ 0,04% ; N₂ 61,99% dan O₂ 15,65% dengan kandungan LHV 3489,87 kJ/kg.

Pemanfaatan syngas pada *internal combustion engine* adalah pada system *Diesel Dual Fuel*. Diesel berbahan bakar ganda atau *Diesel Dual Fuel (DDF)* adalah mesin standar diesel yang ditambahkan bahan bakar lain pada *intake manifold* dan penyalaan bahan bakar dilakukan oleh semprotan solar yang

disebut *pilot fuel*. Aplikasi *syn-gas* dengan sistem dual fuel pada mesin diesel dapat meningkatkan unjuk kerja dan efisiensi mesin Azimov[2].

Teknologi aplikasi system dual fuel ada 3 macam, *Low Pressure Injection Gas (LPIG)*, *High Pressure Injection Gas (HPING)*, dan *Combustion Air Gas Integration*. Ketiganya dapat diaplikasikan untuk mesin yang menggunakan sistim *dual fuel*, Ari[5]. Pertama *Low Pressure Injection Gas (LPIG)*. Model ini bekerja dengan melakukan injeksi gas pada saluran isap mesin bakar. Proses dilakukan pada tekanan yang cukup rendah, biasanya lebih kecil dari 50 *psi*. Keuntungan dari pemakaian system ini adalah mengurangi potensi gas terbuang karena gas hanya disuplai pada saat katup intake terbuka, dan system ini tidak lebih mahal dibandingkan dengan model *High Pressure Injection Gas*. Kekurangan dari pemakaian system ini adalah sampai sekarang model ini hanya cocok digunakan pada mesin diesel dengan putaran rendah. Oleh sebab itu system ini digunakan pada aplikasi penggerak kapal dan pemutar generator listrik skala besar.

Kedua, *High Pressure Injected Gas*. Model ini bekerja dengan menyediakan gas langsung keruang bakar dengan tekanan yang sangat tinggi sekitar 3000 *psi*. Tekanan yang tinggi ini dibutuhkan karena gas tersebut diinjeksikan pada saat piston telah mencapai akhir dari langkah kompresi dan bahan bakar diesel telah diinjeksikan untuk memulai pembakaran dimana tekanan dalam ruang bakar menjadi sangat tinggi. Keuntungan memakai system ini adalah bahan bakar gas hanya diinjeksikan setelah katup buang tertutup, sehingga mencegah terbuangnya sebagian bahan bakar gas bersamaan dengan gas buang hasil pembakaran. Kerugian dari pemakaian system ini antara lain membutuhkan biaya yang lebih mahal, apabila suplai gas terputus dan mesin diesel bekerja dengan 100% bahan bakar diesel terus menerus maka akan terjadi kerusakan pada *mechanical valve*.

Ketiga yang juga akan dipergunakan pada penelitian ini adalah system pemasukan gas *Combustion Air Gas Integration*.

Model ini bekerja dengan mencampur udara-bahan bakar gas sebelum memasuki saluran isap atau sebelum memasuki *compressor-turbocharger*, apabila mesin diesel yang digunakan adalah *turbocharged system*. Tekanan bahan bakar gas yang dibutuhkan diperkirakan sama dengan tekanan udara luar/sekitar, bahkan untuk menjaga tidak terjadi kebocoran gas saat mesin diesel tidak beroperasi maka tekanan keluaran gas pressure regulator diatur sedikit lebih rendah dari tekanan udara sekitar. Sistem pencampuran dilakukan dengan alat yang dinamakan *mixer* yang diletakkan pada saluran isap mesin diesel. Keuntungan dari pemakaian sistem seperti ini antara lain murah secara ekonomis dibandingkan dengan kedua sistem sebelumnya karena tidak menggunakan injector maupun pompa bertekanan tinggi, tidak membutuhkan model yang rumit sehingga apabila suplai gas habis atau tersendat sistem akan langsung bekerja dengan 100% bahan bakar diesel. Sementara kerugian dari sistem ini adalah kemungkinan gas sebagian keluar bersama gas buang pada saat katup isap dan buang terbuka bersamaan.

Aplikasi *syn-gas* pada *internal combustion engine*, khusus nya mesin diesel tidak dapat diaplikasikan secara langsung dikarenakan prinsip kerja mesin diesel yaitu *compresed ignition engine (ICE)* atau penyalan dengan tekanan yang membutuhkan bahan bakar yang memiliki kandungan *cetane number*. Sedangkan *syngas* tidak memiliki kandungan tersebut. Sehingga diperlukan bahan bakar penyalan yang disebut *pilot fuel*. *pilot fuel* ini biasanya menggunakan bahan bakar solar tetapi pada penelitian ini akan diujicoba penggantian *pilot fuel* memakai bahan bakar *biodiesel* dengan tujuan mengurangi ketergantungan akan bahan bakar solar yang berasal dari minyak bumi.

BioDiesel adalah bahan bakar yang dibuat dari minyak tumbuhan maupun hewan melalui suatu proses kimia sehingga memiliki property yang sesuai kebutuhan *diesel engine*. Dibandingkan dengan *diesel Fuel* dari minyak fosil bio diesel memiliki nilai kalor bahan bakar yang lebih rendah. Rendah nya

nilai *LHV* biodiesel tersebut membutuhkan *treatment* tertentu pada *engine* supaya bekerja se-optimal memakai *fossil fuel*.

Penelitian tentang sistem *dual fuel* yang telah dilakukan oleh beberapa peneliti [10,14,18] yang menjadi referensi saya. Sudarmanta[18] melakukan penelitian tentang pengaplikasian *system diesel dual fuel* pada *engine diesel* generator set dengan bahan bakar biodiesel dan *syn-gas* hasil gasifikasi sekam padi. Dan didapatkan hasil perbandingan massa alir udara dan *syn-gas* melalui *mixer* adalah 50% dan pensubtitusian *syngas* terhadap *biodiesel* mencapai 60% pada putaran 1500rpm dan pembebanan 3 Kwh.

Novrezeki[10] melakukan penelitian *dualfuel, syngas* hasil sekam padi dan solar dengan sistem tidak langsung. Hasil dari penelitian menunjukkan bahwa dengan penambahan *syngas* yang keluar dari pressure regulator pada variasi tekanan 3,5 bar sebagai bahan bakar dapat mensubtitusi konsumsi minyak solar sebesar 72,6 % pada pembebanan 1800 Watt, serta nilai efisiensi thermal mengalami penurunan sebesar 43,25 % .

Dan penelitian yang dilakukan oleh Rizkal[14] dengan sistem *dual fuel syngas* secara langsung hasil gasifikasi *municipal solid waste (MSW)* dan solar. Hasil dari penelitian menunjukkan bahwa nilai *AFR* rata-rata sebesar 14,54, nilai *spesifik fuel consumption* (sfc) mengalami peningkatan 68% dari kondisi standar *singlefuel*, serta jumlah persentase penggantian minyak solar yang terbesar terjadi pada *duty cycle* 25% pada pembebanan 60 %. Nilai temperatur (coolant, mesin, oil, dan gas buang) pada setiap pembebanan juga mengalami kenaikan.

Berdasarkan uraian diatas penerapan sistem *dual fuel syngas* hasil gasifikasi secara langsung menggunakan sistem *venturi* menghasilkan substitusi biodiesel oleh *syngas* hanya 50% saja, sedangkan pada sistem tidak langsung dengan pengaturan *syngas* dapat mencapai 74%. Salah satu parameter yang mempengaruhi substitusi ini adalah rancangan *venturi*. Oleh sebab itu, dalam penelitian ini dilakukan perancangan diameter *throat*

yang bertujuan untuk meningkatkan substitusi biodiesel oleh *syngas*.

1.2 Rumusan Masalah

Dalam penelitian ini, permasalahan dirumuskan sebagai berikut :

1. Bagaimana pengaruh pengurangan diameter *throat* pada *mixer venturi* terhadap udara primer dan kevakuman pada aliran udara.
2. Berapa besarnya substitusi biodiesel oleh *syngas*.
3. Bagaimana karakterisasi unjuk kerja (daya, torsi, sfc, bmep, dan efisiensi thermal) mesin diesel *dual fuel* yang ditunjukkan oleh suhu operasional engine seperti suhu air pendingin, oli dan gas buang.

1.3 Batasan Masalah

Pada penelitian ini pokok bahasannya dibatasi oleh beberapa hal berikut :

1. Percobaan menggunakan mesin diesel 1 (satu) silinder empat langkah yang telah dimodifikasi pada bagian saluran isap untuk menyuplai gas biomassa.
2. Kondisi mesin diesel dalam keadaan standar.
3. Kondisi udara dalam keadaan ideal.
4. Tidak membahas proses pembuatan gas hasil gasifikasi serta reaksi kimia yang terjadi.
5. Tidak membahas proses pembuatan biodiesel serta reaksi kimia yang terjadi.
6. Bahan bakar yang digunakan adalah biodiesel minyak sawit dan gas hasil gasifikasi dari bahan baku *MSW*.
7. Biodiesel dibuat sendiri dengan standar kualitas dan property sesuai standar nasional Indonesia (SNI).
8. Tidak menggunakan simulasi pemodelan.
9. Panjang venturi *mixer* konstan.

1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan dari penelitian ini adalah :

1. Mengetahui pengaruh pengurangan diameter *throat* pada *mixer venturi* terhadap udara primer dan kevakuman pada aliran udara.
2. Mengetahui besarnya substitusi biodiesel oleh *syngas*.
3. Mengetahui karakterisasi unjuk kerja (daya, torsi, *sfc*, *bmep*, dan efisiensi *thermal*) mesin diesel *dual fuel* yang ditunjukkan oleh suhu operasional engine seperti suhu air pendingin, oli dan gas buang.

1.5 Manfaat Penelitian

Adapun manfaat dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Dapat mengetahui bahan bakar alternatif yang dapat digunakan pada motor diesel serta penggunaannya.
2. Dapat menghasilkan teknologi yang memanfaatkan hasil dari limbah yang sudah tidak dimanfaatkan lagi.

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1. Bahan Bakar

Bahan bakar adalah material dengan suatu jenis energi yang bisa diubah menjadi energi berguna lainnya. Bahan bakar dalam aplikasi mesin pembakaran memiliki 3 (tiga) jenis bentuk fisik atau wujudnya baik itu berupa padat, cair dan gas. Tapi untuk mesin pembakaran dalam, khususnya mesin diesel menggunakan 2 jenis bahan bakar yaitu cair dan gas. Walaupun bahan bakar padat seperti batu bara juga dapat digunakan, tapi sebelumnya akan di proses terlebih dahulu yang nantinya menjadi wujud gas.

2.1.1. Bahan Bakar Diesel

Mesin diesel merupakan sebuah mesin yang dirancang dengan menggunakan bahan bakar *fossil diesel* yang diperoleh dari proses destilasi pendidihan minyak mentah (*crude oil*) pada suhu 250 sampai 370 °C, Kawano[8]. Bahan bakar *fossil diesel* diklasifikasikan menjadi tiga macam, yaitu *fossil diesel-1D*, yaitu bahan bakar untuk daerah beriklim dingin, *fossil diesel-2D*, yaitu bahan bakar untuk mesin diesel otomotif dan putaran mesin tinggi (lebih dari 1200 *rpm*) serta *fossil diesel-4D*, yaitu bahan bakar untuk mesin diesel stasioner putaran rendah (kurang dari 500 *rpm*). Bahan bakar *fossil diesel-2D* dikenal dengan istilah HSD (*High Speed Diesel*). Sifat fisis bahan bakar perlu diperhatikan untuk menghindari kerusakan alat dan kerugian lainnya yang mungkin timbul akibat penggunaan bahan bakar tersebut. Selain itu sifat fisis juga berpengaruh pada kualitas penyalaan, Nasution [9].

Properti bahan bakar adalah sifat atau karakter yang dimiliki oleh suatu bahan bakar yang terkait dengan kinerja bahan bakar tersebut dalam proses atomisasi dan pembakaran. Properti

umum yang perlu diketahui untuk menilai kinerja bahan bakar motor diesel antara lain Mathur dan Sharma[8]:

a. *Density, specific Gravity dan API gravity*

Density didefinisikan sebagai perbandingan massa bahan bakar terhadap volume bahan bakar pada suhu acuan 15°C. Sedangkan *Specific Gravity (SG)* didefinisikan sebagai perbandingan berat dari sejumlah volum minyak bakar terhadap berat air untuk volum yang sama pada suhu tertentu densitas bahan bakar, relatif terhadap air. *Specific Gravity* dinyatakan dalam persamaan,

$$\begin{aligned} SG_{\text{terhadap udara}} &= \frac{\text{densitas}_{\text{bahan bakar}}}{\text{densitas}_{\text{udara}}} \\ SG_{\text{liquid}} &= \frac{\rho_{\text{liquid}}}{\rho_{\text{water}}} \end{aligned} \quad (2.1)$$

dengan :

$$\rho_{\text{water}} = 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Sementara hubungan nilai *Specific Gravity* dengan *API Gravity* adalah sebagai berikut :

$$API \text{ Gravity} = \frac{141,5}{SG} - 131,5 \quad (2.2)$$

b. *Viskositas*

Viskositas atau kekentalan dari suatu cairan adalah salah satu sifat cairan yang menentukan besarnya perlawanan terhadap gaya geser. Viskositas terjadi terutama karena adanya interaksi antara molekul-molekul cairan. Viskositas merupakan sifat penting dalam penyimpanan dan penggunaan bahan bakar. Viskositas mempengaruhi derajat pemanasan awal yang diperlukan untuk *handling*, penyimpanan dan atomisasi yang memuaskan dan jika viskositas terlalu tinggi maka akan

menyulitkan dalam pemompaan dan sulit untuk diinjeksi sehingga atomisasi bahan bakar menjadi jelek.

c. Flash Point

Flash point atau titik nyala suatu bahan bakar adalah suhu terendah dimana bahan bakar dapat dipanaskan sehingga uap mengeluarkan nyala sebentar bila dilewatkan suatu nyala api.

d. Pour Point

Pour point atau titik tuang suatu bahan bakar adalah suhu terendah dimana bahan bakar masih dapat mengalir karena gaya gravitasi. Ini merupakan indikasi yang sangat kasar untuk suhu terendah dimana bahan bakar minyak siap untuk dipompakan.

e. Shulpur content

Shulpur content atau kandungan belerang dalam bahan bakar diesel dari hasil penyulingan sangat tergantung pada asal minyak mentah yang akan diolah. Keberadaan belerang tidak diharapkan karena sifatnya merusak yaitu apabila oksida belerang bereaksi dengan air merupakan bahan yang korosif terhadap logam di ruang bakar. Selain itu menimbulkan polusi lingkungan akibat oksidasi belerang dengan oksigen selama proses pembakaran.

f. Distillation atau destilasi

Karakteristik destilasi dari bahan bakar menunjukkan kemampuan bahan bakar berubah menjadi uap pada suhu tertentu.

g. Cetane number

Cetane number atau angka setana merupakan bilangan yang menyatakan perlambatan penyalaan (*ignition delay*) dibandingkan dengan campuran volumetris cetane ($C_{16}H_{34}$) dan α -methylnaphthalene ($C_{10}H_7CH_3$) pada *CFR engine* pada kondisi yang sama.

h. *Calorific value*

Calorific value atau nilai kalor merupakan suatu angka yang menyatakan jumlah panas atau kalori yang dihasilkan dari proses pembakaran sejumlah tertentu bahan bakar dengan udara atau oksigen. Nilai kalor dinyatakan dalam 2 ukuran besaran, yaitu nilai kalor atas (jika air hasil pembakaran dalam phase cair) dan nilai kalor bawah (jika air hasil pembakaran dalam phase uap). Besarnya nilai kalor atas diuji dengan *bomb calorimeter*, dan nilai kalor bawah dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$NKB = NKA - \left(\frac{m_{\text{air}}}{m_{\text{sample}}} \times LH \right) \quad (2.3)$$

i. *Carbon residue*

Banyaknya deposit atau kerak pada dinding ruang bakar mengindikasikan tingginya kandungan *carbon residue* suatu bahan bakar. *Carbon residue* atau residu karbon dalam ruang pembakaran dapat mengurangi kinerja mesin, karena pada suhu tinggi karbon ini dapat membara sehingga menaikkan suhu ruang bakar.

j. *Ash content*

Ash content atau kadar abu adalah jumlah sisa-sisa dari minyak yang tertinggal, apabila suatu minyak dibakar sampai habis. Kadar abu erat kaitannya dengan bahan inorganic atau garam dalam bahan bakar minyak (sumber : www.energyefficiensyasia.org). Garam-garam tersebut mungkin dalam bentuk senyawa sodium, vanadium, kalsium, magnesium, silicon, besi, alimunium, nikel, dll.

2.1.2 Bahan Bakar Gas

Bahan bakar memiliki banyak jenis tergantung dari asal gas tersebut dan proses pembuatannya. Jenis-jenis gas tersebut antara lain :

1. Bahan bakar yang secara alami didapatkan dari alam
 - Gas alam
 - Metan dari penambangan batu bara
2. Bahan bakar gas yang terbuat dari bahan bakar padat
 - Gas yang terbentuk dari batu bara
 - Gas yang terbentuk dari limbah dan biomassa
 - Dari proses industry lainnya (*gas blast furnace*)
3. Gas yang terbuat dari minyak bumi
 - Gas petroleum cair (*LPG*)
 - Gas hasil penyulingan
 - Gas dari gasifikasi minyak
4. Gas-gas dari proses fermentasi.

2.1.3. Gas Hasil Gasifikasi Briket *Municipal Solid Waste (MSW)*

Gasifikasi adalah proses yang menggunakan panas, tekanan, dan uap untuk mengkonversi bahan langsung menjadi gas terutama terdiri dari karbon monoksida dan hidrogen. Ada 3 produk yang dihasilkan oleh gasifikasi : Gas hidrokarbon (*syngas*), Hidrokarbon cairan (minyak) dan *char (ash)*. *Syngas* dapat digunakan sebagai bahan bakar untuk menghasilkan listrik atau uap, atau sebagai sebuah blok bangunan dasar untuk banyak bahan kimia. Bila dicampur dengan udara, *syngas* dapat digunakan dalam bensin atau mesin diesel dengan beberapa modifikasi mesin.

Municipal waste (sampah perkotaan) merupakan limbah yang dapat dimanfaatkan untuk dijadikan sebagai umpan pada reaktor gasifikasi. Bukan hanya dapat digunakan sebagai umpan tetapi yang lebih baiknya dapat mengurangi penumpukan di tempat pembuangan sampah yang nantinya dapat menghasilkan sebuah yang disebut juga gas *synthesis (syngas)*.

Keuntungan dari gasifikasi adalah penerapannya dapat dilakukan untuk berbagai macam bahan baku. Hampir semua zat karbon dapat digasifikasi: bahan bakar fosil seperti batubara,

minyak, atau gas alam, biomassa (yaitu setiap jenis limbah pertanian seperti bongkol jagung atau berbagai tanaman), aspal, atau bahkan limbah, plastik, dan sampah kota. Gasifikasi dapat digunakan untuk menghasilkan berbagai produk, termasuk listrik, gas alam, bahan bakar cair (seperti bensin, solar, dan bahan bakar jet), hidrogen, dan berbagai bahan kimia. Untuk *syngas specific gravity* dapat dicari dengan menggunakan persamaan berikut:

$$SG_{\text{terhadap udara}} = \frac{\text{densitas}_{\text{bahan bakar}}}{\text{densitas}_{\text{udara}}}$$

$$SG_{\text{syngas}} = \frac{\rho_{\text{gas}}}{\rho_{\text{udara}}} \quad (2.4)$$

dengan :

$$\text{STP-}\rho_{\text{udara}} = 1,225 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

2.1.4 Bahan Bakar Biodiesel

Dalam pengertian umum, istilah biodiesel berarti adalah bahan bakar mesin diesel yang terdiri dari ester-ester metil (*etil*) asam-asam lemak. Biodiesel adalah sama halnya dengan biopetrol namun cairan yang diperoleh dari proses pembuatannya mempunyai rantai karbon yang panjang, bahkan lebih panjang dari rantai karbon solar dan sedikit lebih pekat dibanding dengan bahan bakar diesel dari minyak bumi. Bentuknya yang cair dan kemampuan dicampurkan dengan solar pada segala perbandingan merupakan salah satu keunggulan dari biodiesel. Penambahan biodiesel pada bahan bakar solar pada dasarnya dapat mempengaruhi karakterisasi berupa diameter rata-rata butiran semprotan bahan bakar yang lebih besar dan penetrasi semprotan yang lebih panjang. Agar dapat digunakan sebagai bahan bakar pengganti solar, biodiesel harus mempunyai kemiripan sifat fisik

dan kimia dengan minyak solar. Salah satu sifat fisik yang penting adalah viskositas. Minyak lemak nabati dapat dijadikan bahan bakar, namun viskositasnya terlalu tinggi sehingga tidak memenuhi persyaratan untuk dijadikan bahan bakar mesin diesel.

Tabel 2.1 Komparasi *Properties* Bahan Bakar Diesel

Sifat-sifat	Solar	Bio Diesel
Nilai kalor (LHV) (kJ/kg)	40.297.32	37.144,13
Spesifik gravity (gr/cm ³)	0,857	0,870
Viscositas kinematis (Cst)	5,16	6,72
Angka Cetane	45	60

2.2. Teori Pembakaran

Pembakaran adalah suatu runtutan reaksi kimia antara suatu bahan bakar dan suatu oksigen, disertai dengan produksi panas dalam bentuk api. Dalam suatu reaksi pembakaran lengkap, suatu senyawa bereaksi dengan zat pengoksidasi dan produknya adalah senyawa dari tiap elemen dalam bahan bakar dengan zat pengoksidasinya. Pada aplikasinya, oksidan pada pembakaran adalah oksigen pada udara. Tiga unsur kimia utama dalam elemen mampu bakar (*combustible*) pada bahan bakar adalah karbon, hidrogen dan sulfur.

2.2.1. Perhitungan Stoikiometri Kebutuhan Udara

Jika ketersediaan oksigen untuk reaksi oksidasi mencukupi, maka bahan bakar hidrokarbon akan dioksidasi secara menyeluruh, yaitu karbon dioksidasi menjadi karbon dioksida (CO₂) dan hidrogen dioksidasi menjadi uap air

(H₂O). Pembakaran yang demikian disebut sebagai pembakaran stoikiometri dan selengkapnya persamaan reaksi kimia untuk pembakaran stoikiometri dari suatu bahan bakar hidrokarbon (C_αH_β) dengan udara dituliskan sebagai berikut :



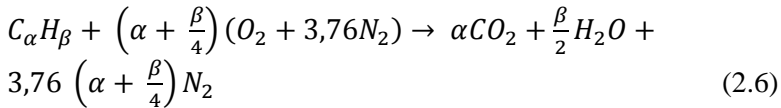
Kesetimbangan C : $\alpha = \beta$

Kesetimbangan H : $\beta = 2c \rightarrow c = \beta/2$

Kesetimbangan O : $2a = 2b + c \rightarrow a = b + c/2 \rightarrow a = \alpha + \beta/4$

Kesetimbangan N : $2(3.76)a = 2d \rightarrow d = 3.76a \rightarrow d = 3.76 (\alpha + \beta/4)$

Substitusi persamaan-persamaan kesetimbangan di atas ke dalam persamaan reaksi pembakaran C_αH_β menghasilkan persamaan sebagai berikut :



Jumlah oksigen yang dibutuhkan untuk mendapatkan pembakaran stoikiometri adalah :

$$m_{O_2} = \frac{m_{atom O_2}}{m_{mol C_{\alpha}H_{\beta}}} \times \text{persentase } C_{\alpha}H_{\beta} \text{ (kg/kg bahan bakar)} \quad (2.7)$$

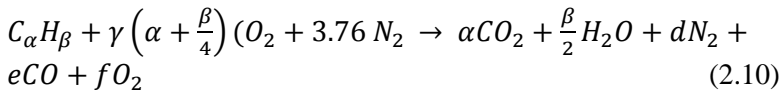
Stoikiometri massa yang didasarkan pada rasio udara dan bahan bakar (*air fuel ratio*) untuk bahan bakar hidrokarbon (C_αH_β) adalah sebagai berikut :

$$\left(\frac{A}{F}\right)_s = \frac{m_{air}}{m_{fuel}} = \frac{(\sum n_i M_i)_{air}}{(\sum n_i M_i)_{fuel}} \quad (2.8)$$

$$\left(\frac{A}{F}\right) = \frac{\left(\alpha + \frac{\beta}{4}\right)M_{O_2} + 3,76\left(\alpha + \frac{\beta}{4}\right)M_{N_2}}{\alpha M_C + \beta M_H} \quad (2.9)$$

2.2.2. Pembakaran Non Stoikiometri

Dalam aplikasinya, mekanisme pembakaran dituntut dapat berlangsung secara cepat sehingga sistem-sistem pembakaran dirancang dengan kondisi udara berlebih (Heywood, 1996; Turns, 2000). Hal ini dimaksudkan untuk mengantisipasi kekurangan udara akibat tidak sempurnanya proses pencampuran antara udara dan bahan bakar. Pembakaran yang demikian disebut sebagai pembakaran non stoikiometri dan selengkapanya persamaan reaksi kimia untuk pembakaran non stoikiometri dari suatu bahan bakar hidrokarbon ($C_\alpha H_\beta$) dengan udara dituliskan sebagai berikut :



- a. Pembakaran dengan komposisi campuran stoikiometri

Pada proses ini terjadi perpindahan panas yang maksimum dengan kehilangan panas yang minimum. Hasil pembakaran berupa CO_2 , uap air, dan N_2 .

- b. Pembakaran dengan komposisi campuran miskin

Pada proses ini terjadi perpindahan panas yang maksimum tetapi diikuti dengan bertambahnya kehilangan 15 panas karena udara berlebih. Hasil pembakaran berupa CO_2 , uap air, O_2 dan N_2 .

- c. Pembakaran dengan komposisi campuran kaya

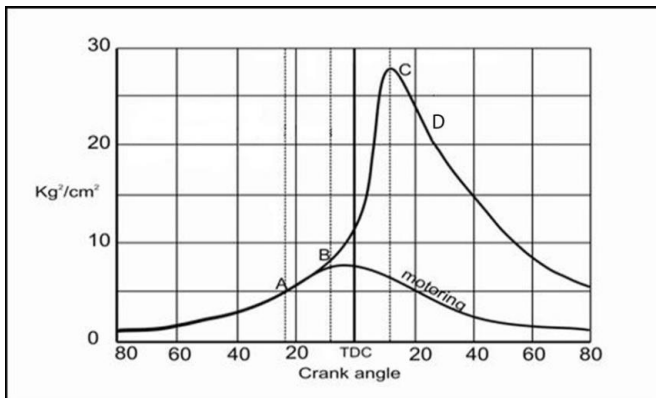
Pada proses ini terjadi perpindahan panas yang kurang maksimum karena ada bahan bakar yang belum terbakar. Hasil pembakaran berupa HC, CO, CO_2 , H_2O , dan N_2 . Sedangkan fraksi karbon terbentuk dari reaksi sekunder antara CO dan H_2O . Rasio udara-bahan bakar ideal untuk pembakaran dalam ruang bakar CI mesin berada pada kisaran $18 \leq AFR \leq 80$ [4].

2.3. Dasar Teori Motor Diesel

Mesin diesel bekerja dengan menghisap udara luar murni, kemudian dikompresikan sehingga mencapai tekanan dan temperature yang tinggi. Sesaat sebelum mencapai TMA, bahan bakar diinjeksikan dengan tekanan yang sangat tinggi dalam bentuk butiran-butiran halus dan lembut. Kemudian butiran-butiran lembut bahan bakar tersebut bercampur dengan udara bertemperatur tinggi dalam ruang bakar dan menghasilkan pembakaran, Kawano [7].

2.3.1. Tahapan pembakaran pada Motor Diesel

Untuk terjadinya pembakaran pada ruang bakar, ada beberapa syarat yang harus dipenuhi, antara lain : adanya campuran yang dapat terbakar, adanya sesuatu yang menyulut terjadinya pembakaran, stabilisasi dan propagasi dari api dalam ruang bakar. Proses pembakaran pada motor diesel memiliki beberapa tahapan yang digambarkan dalam diagram P- θ seperti pada gambar 2.1 Tahapan pembakarannya yaitu :



Gambar 2.1 Tahapan Pembakaran Pada Motor Diesel [7].

a. Tahap Pertama

Tahap ini disebut juga *Ignition Delay Period* yaitu area dalam rentang A-B pada gambar 2.1. Tahapan ini merupakan periode atau rentang waktu yang dibutuhkan bahan bakar ketika saat pertama kali bahan bakar diinjeksikan (titik A) hingga saat pertamakali muncul nyala pembakaran (titik B). Artinya, selama periode tersebut tidak terjadi proses pembakaran. Panjangnya periode ini biasanya dipengaruhi oleh properties yang dimiliki bahan bakar yaitu temperatur terbakar sendiri bahan bakar, tekanan injeksi atau ukuran droplet, sudut awal injeksi, rasio kompresi, temperatur udara masuk, temperatur cairan pendingin, temperature bahan bakar, tekanan udara masuk (*supercharge*), kecepatan/putaran motor diesel, rasio udara-bahan bakar, ukuran motor, jenis ruang bakar.

b. Tahap kedua

Pada tahap ini terjadi apa yang disebut *Rapid or Uncontrolled Combustion* yang maksudnya adalah periode awal pembakaran hingga *flame* mulai berkembang yang diindikasikan oleh area B-C pada gambar 2.1. Bahan bakar berupa droplet-droplet di selubungi oleh udara bertemperatur tinggi, sehingga panas yang diterima akan menguapkan droplet-droplet bahan bakar tersebut. Bagian terluar droplet-droplet tersebut yang lebih dulu menerima panas dan menguap kemudian terbakar. Panas yang ditimbulkan oleh pembakaran tersebut naik sangat drastis dan memicu proses yang sama pada bagian lain yang belum terbakar dengan cepat dan tidak beraturan. Proses ini menyebabkan kenaikan tekanan yang sangat besar.

c. Tahap ketiga

Pada tahap ini terjadi apa yang disebut *Controlled Combustion* seperti diindikasikan oleh area C-D pada gambar 2.1 dimana bahan bakar segera terbakar setelah diinjeksikan. Hal ini disebabkan nyala pembakaran yang terjadi pada periode

sebelumnya bergerak bersama menuju droplet-droplet yang baru diinjeksikan. Pembakaran dapat dikontrol dengan sejumlah bahan bakar yang diinjeksikan pada periode ini. Periode ini berakhir setelah injektor berhenti menginjeksikan bahan bakar ke ruang bakar.

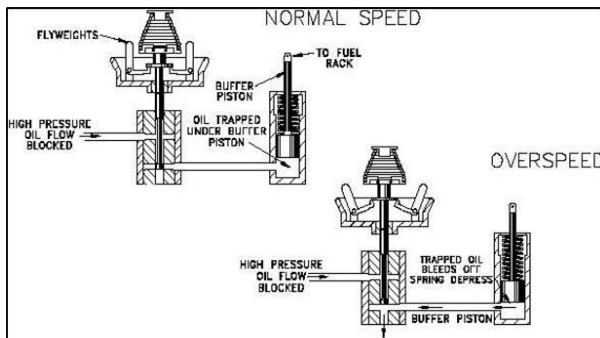
d. Tahap keempat

Meskipun pada tahap ketiga telah selesai proses injeksi bahan bakar, kenyataannya masih ada bahan bakar yang belum terbakar seluruhnya. Dalam hal ini nyala pembakaran terus berkembang membakar bahan bakar yang tersisa pada ruang bakar. Periode ini disebut juga *afterburning* yang diindikasikan oleh area setelah titik D pada gambar 2.1 apabila kenyataannya masih ada bahan bakar yang belum terbakar sementara piston telah bergerak dari Titik Mati Bawah (TMB) ke Titik mati atas (TMA) untuk melakukan langkah buang, maka sisa-sisa bahan bakar tersebut akan ikut keluar bersama gas buang sebagai *unburnt fuel*.

2.3.2 Mekanisme Pengendalian Bahan Bakar

Pada mesin diesel pengaturan jumlah banyak sedikitnya bahan bakar yang dibutuhkan oleh mesin bahan bakar dilakukan oleh *governor*, *governor* selalu berperan dalam mengendalikan putaran *output* mesin. Sistem pengendalian dengan *governor* digunakan baik pada mesin stasioner maupun mesin otomotif seperti pada mobil dan traktor. Pada mesin modern seperti saat ini mekanisme *governor* pada umumnya menggunakan mekanisme mekanis-hidrolis (*woodward governor*), walaupun terdapat juga versi lain yakni *governor* elektrik. Gambar dibawah 2.2 menunjukkan cara kerja *governor* yang menggunakan mekanisme mekanis-hidrolis dalam pengendalian putaran mesin yang berlebihan pada mesin diesel. Dalam hal ini, *governor* mengendalikan posisi tuas pengontrol bahan bakar yang dikombinasikan dengan aksi dari *piston* hidrolis dan gerakan bandul berputar. Posisi dari bandul ditentukan oleh kecepatan

putaran dari mesin, jika putaran mesin bertambah atau berkurang maka bandul kemudian akan berputar mekar atau menguncup. Gerakan dari bandul ini, disebabkan oleh perubahan putaran mesin yang akan menggerakkan *piston* kecil (*pilot valve*) pada sistem hidroliknya. Gerakan ini yang akan mengatur aliran cairan hidrolis ke *piston* hidrolis (*piston motor servo*). *Piston motor servo* dihubungkan dengan tuas pengatur bahan bakar (*fuel rack*) dan gerakannya akan menyebabkan penambahan atau pengurangan aliran bahan bakar yang di-supply.



Gambar 2.2 Skema Kerja Governor Mekanis-Hidraulis[7].

Ada empat tipe pengontrolan mesin menggunakan *governor*:

- Pertama, jika hanya satu kecepatan yang dikontrol maka digunakan tipe *governor* kecepatan tetap atau *constant-speed type governor*.
- Kedua, jika putaran mesin dapat dikendalikan beberapa tingkat secara manual melalui pengaturan dengan alat bantu, maka disebut tipe *governor* kecepatan variabel atau *variable-speed type governor*.
- Tipe ketiga ini adalah pengontrolan agar putaran mesin dapat dipertahankan di atas batas minimum atau di bawah batas

maksimum, dan disebut *governor* pembatas kecepatan atau *speed limiting type governor*.

- Tipe pengontrolan keempat adalah tipe *governor* yang digunakan untuk membatasi beban mesin, dan disebut tipe *governor* pembatas beban atau *load-limiting type governor*.

2.3.3. Unjuk Kerja Motor Diesel

Karakteristik operasi dan unjuk kerja dari mesin diesel biasanya berhubungan dengan :

1. Daya

Daya mesin merupakan daya yang diberikan untuk mengatasi beban yang diberikan. Untuk pengukuran diberikan beban lampu dengan daya 200 watt – 2000 watt. Daya yang dihasilkan pada mesin diesel yang dikopel dengan generator listrik dapat dihitung berdasarkan beban pada generator listrik dan dinyatakan sebagai daya efektif pada generator (Ne). Hubungan tersebut dinyatakan dengan rumus, Kawano[7]:

$$Ne = \frac{VxIx\cos\phi}{\eta_{generator} \times \eta_{transmisi}} (Watt) \quad (2.11)$$

dengan :

- Ne : Daya mesin (W)
- V : Tegangan listrik (Volt)
- I : Arus listrik (Ampere)
- η_{gen} : Effisiensi mekanisme generator (0,9)
- η_{trasm} : Effisiensi transmisi (0,95)
- $\cos \theta$: Faktor daya listrik ($\cos \phi$) = 1

2. Torsi

Torsi merupakan ukuran kemampuan mesin untuk menghasilkan kerja. Torsi adalah kerja dalam satu menit dibagi putaran mesin, torsi memiliki satuan N.m. (SI) atau *ft.lb* (British). Dalam prakteknya, torsi dari mesin berguna untuk mengatasi

hambatan sewaktu berkendara, ataupun terperosok. Momen torsi dihitung dengan persamaan seperti berikut, Kawano[7]:

$$Mt = \frac{60 \times Ne}{n} (N.m) \quad (2.12)$$

dengan:

Mt : Torsi ($N.m$)
 Ne : Daya (W)
 n : Putaran mesin (rev/min)

Dari persamaan tersebut, torsi sebanding dengan daya yang diberikan dan berbanding terbalik dengan putaran mesin. Semakin besar daya yang diberikan mesin, maka torsi yang dihasilkan akan mempunyai kecenderungan untuk semakin besar. Semakin besar putaran mesin, maka torsi yang dihasilkan akan semakin kecil.

3. Tekanan Efektif Rata-Rata ($BMEP$)

Proses pembakaran campuran udara-bahan bakar menghasilkan tekanan yang bekerja pada piston sehingga melakukan langkah kerja. Besarnya tekanan ini berubah-ubah sepanjang langkah piston tersebut. Bila diambil tekanan yang berharga konstan yang bekerja pada piston dan menghasilkan kerja yang sama, maka tekanan tersebut dikatakan sebagai kerja per siklus per volume langkah piston. Tekanan efektif rata-rata teoritis yang bekerja sepanjang volume langkah piston sehingga menghasilkan daya yang besarnya sama dengan daya efektif.

Perumusan $bmeP$, Kawano[7] adalah :

$$bmeP = \frac{NexZx60}{A \times l \times n \times i} (N/m^2) \quad (2.13)$$

dengan:

Ne : Daya poros mesin (Watt)
 A : Luas penampang piston (m^2)
 L : Panjang langkah piston (m)

- i : Jumlah silinder
 n : putaran mesin diesel (rpm)
 z : 1 (mesin 2 langkah) atau 2 (mesin 4 langkah)

4. *Specific Fuel Consumption (sfc)*

Specific fuel consumption (Sfc) adalah jumlah bahan bakar yang dipakai mesin untuk menghasilkan daya efektif 1 (satu) hp selama 1 (satu) jam. Apabila dalam pengujian diperoleh data mengenai penggunaan bahan bakar m (kg) dalam waktu s (detik) dan daya yang dihasilkan sebesar bhp (HP) maka pemakaian bahan bakar perjam \dot{m}_{bb} , Kawano[7] adalah :

$$\dot{m}_{bb} = \frac{m_{bb}}{s} \left(\frac{kg}{s} \right) \quad (2.14)$$

Sedangkan besarnya pemakaian bahan bakar spesifik adalah :

$$sfc = \frac{3600 \times \dot{m}_{bb}}{Ne} \left(\frac{kg}{kW.jam} \right) \quad (2.15)$$

dengan :

- Ne : Daya poros mesin (Watt)
 \dot{m}_{bb} : *mass flowrate* bahan bakar per jam (kg/jam)
 1 : jam : 3600 s

5. *Effisiensi Thermal (η_{th})*

Effisiensi termal adalah ukuran besarnya pemanfaatan energi panas yang tersimpan dalam bahan bakar untuk diubah menjadi daya efektif oleh mesin pembakaran dalam. Secara teoritis dituliskan dalam persamaan, Kwano [7] :

$$\eta_{th} = \frac{\text{Daya efektif yang dihasilkan}}{\text{Mass flow rate bahan bakar} \times \text{Nilai kalor bawah bahan bakar}} \times 100\% \quad (2.16)$$

Dimana Q adalah nilai kalor bawah (*Lower Heating Value, LHV*) atau panas pembakaran bawah bahan bakar [Kcal/kg bahan bakar]. Nilai kalor adalah jumlah energi panas maksimum yang dibebaskan oleh suatu bahan bakar melalui reaksi pembakaran sempurna per satuan massa atau volume bahan bakar. *LHV* dapat dinyatakan dengan rumus empiris (bahan bakar biodiesel) sebagai berikut:

$$\text{LHV} = [16280 + 60(\text{API})] \text{ Btu/lb} \quad (2.17)$$

dengan:

$$1 \text{ Btu/lb} = 2,326 \text{ kJ/kg}$$

$$1 \text{ kJ/kg} = \left[\frac{1}{4187} \right] \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

Untuk sistem *single fuel* dapat ditulis :

$$\eta_{\text{th single fuel}} = \left(\frac{N_e}{(\dot{m}_{\text{biodiesel}} \cdot Q_{\text{biodiesel}})} \right) \times 100\% \quad (2.18)$$

API Gravity adalah suatu pernyataan yang menyatakan densitas dari suatu material. *API Gravity* diukur pada temperatur minyak bumi 60°F. Harga *API Gravity* dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut:

$$\text{API} = \frac{141,5}{\text{Specific Gravity pada } 60^\circ\text{F}} - 131,5 \quad (2.19)$$

dimana *specific gravity* untuk bahan bakar mesin diesel adalah 0,84.

2.4. Mesin Diesel Sisten *Dual Fuel*

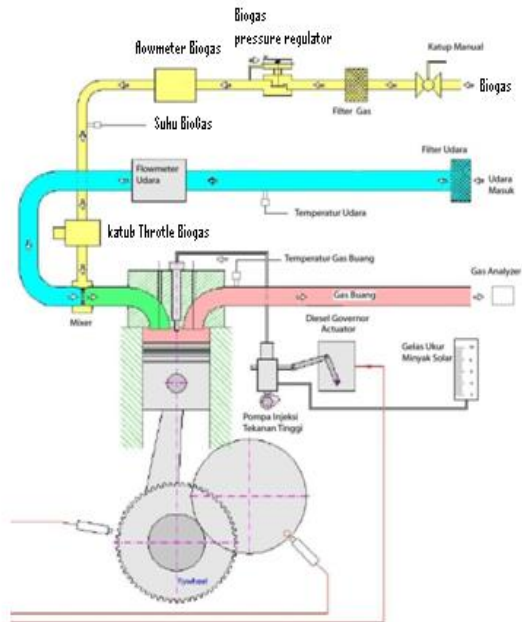
Mesin diesel sistem *dual fuel* Adalah mesin diesel yang dioperasikan dengan dua jenis bahan bakar yaitu bahan bakar minyak (solar atau biodiesel) sebagai *pilot fuel* dan bahan bakar gas (*syngas*). Pada tugas akhir ini bahan bakar minyak yang

digunakan adalah biodiesel sedangkan bahan bakar gas yang digunakan adalah *syngas* hasil gasifikasi *municipal solid waste (MSW)*.

2.4.1. Prinsip Kerja Sistem Dual Fuel

Dual fuel engine merupakan *engine* yang memiliki dua sistem penyuplai bahan bakar yang berbeda. *Dual fuel engine* telah banyak beredar di pasaran yang diaplikasikan pada *engine diesel*. Umumnya yang banyak dijumpai adalah sistem dengan bahan bakar *Compressed Natural Gas (CNG)*-minyak solar. Namun pada penelitian ini akan dilakukan sistem *dual fuel engine* dengan bahan bakar *syngas* hasil gasifikasi *municipal solid waste (MSW)* dan biodiesel sebagai *pilot fuel* dengan model *combustion air integration*.

Bahan bakar gas yang dalam hal ini adalah *syngas* hasil gasifikasi *Municipal Solid Waste (MSW)* dicampur dengan udara dalam silinder mesin baik melalui pencampuran langsung di *intake manifold* dengan udara ataupun melalui suntikan langsung ke dalam silinder. Sebuah mesin *dual fuel* pada dasarnya adalah mesin diesel yang dimodifikasi di mana bahan bakar gas, disebut bahan bakar utama, yang dicampur bersama dengan udara dengan menggunakan *mixing* yang berbentuk *venturi* selanjutnya disebut *venturi mixer* yang akan masuk melalui *intake manifold*. Bahan bakar ini adalah sumber utama energi input ke mesin. Bahan bakar gas utama dikompresi dengan udara, bahan bakar gas memiliki temperatur terbakar sendiri lebih tinggi dibandingkan biodiesel. Sedangkan bahan bakar biodiesel, biasanya disebut *pilot fuel*, di injeksi seperti pada mesin diesel biasa di dekat akhir kompresi primer campuran bahan bakar udara. Bahan bakar *pilot diesel* merupakan yang melakukan pengapian pertama dan bertindak sebagai sumber pengapian untuk pembakaran dari campuran bahan bakar udara gas. Bahan bakar *pilot diesel*, yang diinjeksi ke ruang bakar hanya menyumbang sebagian kecil dari tenaga mesin yang dihasilkan.



Gambar 2.3 Skema Sistim *Diesel Dual Fuel*[11]

2.4.2. Unjuk Kerja Motor *Diesel Dual Fuel*

Karakteristik operasi dan unjuk kerja dari mesin diesel *dual fuel* diantaranya adalah sebagai berikut :

1. Daya

Pada mesin *diesel dual fuel* perhitungan daya adalah sama seperti yang ditunjukkan oleh persamaan 2.11 diatas.

2. Torsi

Sebagaimana daya, torsi pada mesin *diesel dual fuel* menggunakan persamaan yang sama dengan perhitungan torsi pada mesin diesel *single fuel*, yaitu persamaan 2.12 diatas.

3. Tekanan Efektif Rata-Rata (*BMEP*)

Tekanan efektif rata – rata (*BMEP*) pada mesin *diesel dual fuel* dihitung dengan perhitungan yang sama dengan perhitungan tekanan efektif rata-rata pada mesin diesel single fuel, yaitu sesuai persamaan 2.13. diatas.

4. *Specific Fuel Consumption (sfc)*

Berbeda dengan perhitungan *sfc* pada mesin diesel *single fuel*, perhitungan *sfc* pada mesin diesel *dual fuel* adalah penjumlahan laju aliran massa 2 jenis bahan bakar pada rentang waktu satu jam dibagi daya. Pengukuran aliran *syngas* masuk menggunakan perhitungan dengan bantuan alat ukur *omegameter* sehingga di dapat massa alir *syngas* menjadi sebagai berikut Tippawong[12] :

$$\dot{m}_{syngas} = \frac{\rho_{syngas} \cdot Q_{syngas}}{60} \left(\frac{kg}{s} \right) \quad (2.20)$$

Selanjutnya untuk penggunaan dua bahan bakar (*diesel dual fuel*) yaitu *syngas* dan biodiesel [12]. Besar pemakaian bahan bakar spesifiknya yaitu :

$$sfc = \frac{3600x(\dot{m}_{syngas} + \dot{m}_{biodiesel})}{Ne} \left(\frac{kg}{kW.jam} \right) \quad (2.21)$$

dengan :

m_{bb} : Massa bahan bakar yang dikonsumsi mesin (kg/s)

m_{syngas} : Pemakaian bahan bakar *syngas* per jam (kg/s).

$m_{biodiesel}$: Pemakaian bahan bakar biodiesel per jam(kg/s)

1 jam : 3600 s

5. Substitusi Biodiesel

Substitusi Biodiesel adalah jumlah bahan bakar biodiesel pengujian *single* yang dikurang dengan jumlah bahan bakar biodiesel pengujian *dual* yang dibandingkan dengan jumlah bahan

bakar biodeisel *single*, agar mengetahui jumlah solar yang tersubstitusi, Tippawong[12].

$$substitusi = \frac{\dot{m}_{biodiesel\ single} - \dot{m}_{biodiesel\ dual}}{\dot{m}_{biodiesel\ single}} \times 100\% \quad (2.22)$$

dengan :

$\dot{m}_{biodiesel\ single}$: Pemakaian biodiesel pengujian *single* (kg/s)

$\dot{m}_{biodiesel\ dual}$: Pemakaian biodiesel pengujian *dual* (kg/s)

6. Efisiensi Thermal (η_{th})

Untuk efisiensi thermal mesin diesel yang menggunakan bahan bakar kombinasi *Syngas*-biodiesel Tippawong[12], persamaannya adalah :

$$\eta_{th\ dual\ fuel} = \left(\frac{Ne}{(\dot{m}_{dual\ biodiesel} \cdot Q_{biodiesel} + \dot{m}_{syngas} \cdot Q_{syngas})} \right) \times 100\% \quad (2.23)$$

dengan :

$\dot{m}_{biodiesel\ dual}$: Pemakaian biodiesel pengujian *dual* (kg/s)

\dot{m}_{syngas} : Pemakaian *syngas* pengujian (kg/s)

$Q_{biodiesel}$: Nilai kalor biodiesel (kJ)

Q_{syngas} : Nilai kalor *syngas* (kJ)

2.4.3. Keuntungan dan kerugian dari sistem dual fuel

Pada dasarnya mesin diesel yang menggunakan sistem *dual fuel* memiliki keuntungan dan kerugian, Luft [15]. Beberapa keuntungan yang mungkin terjadi antara lain:

1. Kemudahan men-*start* mesin, karena pada saat *start* hanya minyak solar yang digunakan sebagai bahan bakar.
2. Kemungkinan untuk mengurangi gas emisi yang berbahaya karena bahan bakar utama/primer (*LNG*, biogas, *syngas*, dll) sangat mudah bercampur dengan udara, selama langkah isap

dan kompresi, membentuk campuran bahan bakar gas-udara yang homogen yang mana menguntungkan apabila dilihat dari sudut pandang komposisi gas buang.

3. Tanpa harus melakukan pengubahan yang mendasar pada mesin diesel untuk melengkapi sistem *dual fuel*. Hanya dengan menambahkannya pada saluran isap.
4. Semakin tinggi rasio kompresi, semakin baik efisiensinya.
5. Apabila ada masalah dengan suplai gas, maka bahan bakar yang digunakan adalah biodisel. Sehingga mesin diesel tetap bisa beroperasi.

Sementara kerugian yang mungkin terjadi antara lain adalah:

1. Masih memerlukan biodiesel sebagai *pilot fuel* untuk memulai pembakaran, karena bahan bakar gas seperti *CNG* dan *syngas* memiliki temperatur nyala sendiri yang lebih tinggi.
2. Kemungkinan bahwa pembakaran yang tidak terkontrol dari campuran udara-bahan bakar gas di akhir langkah kompresi, khususnya pada beban tinggi, ketika campuran yang ditekan menjadi lebih kaya. Satu cara yang dapat dilakukan untuk mengatasi fenomena ini adalah mengurangi campuran udara-bahan bakar gas.
3. Kemungkinan terjadi *knocking* atau ketukan saat terjadi pembakaran bahan bakar gas-udara, setelah bagian *pilot fuel* terbakar. Cara untuk mencegah fenomena ini adalah dengan memasang sensor *knocking* dan menunda injeksi dari *pilot fuel*.

2.4.4. Teknologi Sistem Dual Fuel Pada Motor Diesel Saat Ini

1. Low Pressure Injected Gas (LPIG)

Model ini bekerja dengan melakukan injeksi gas pada saluran isap motor bakar. Proses dilakukan pada tekanan yang cukup rendah, biasanya kecil dari 50 psi. Sebagaimana halnya motor diesel yang menggunakan *Turbocharger*, maka tekanan injeksi dari gas harus lebih besar dari tekanan keluaran

kompresor-*Turbocharger (Boost Pressure)*. Untuk motor diesel yang memiliki lebih dari satu silinder ruang bakar, maka dibutuhkan *Gas Injector* sebanyak silinder ruang bakar yang dimilikinya. Keuntungan dari pemakaian sistem ini adalah mengurangi potensi gas terbuang karena gas hanya disuplai pada saat katup intake terbuka, dan sistem ini tidak lebih mahal dibandingkan model *High Pressure Injected Gas*. Kekurangan dari pemakaian sistem ini adalah sampai sekarang model ini hanya cocok digunakan pada motor diesel dengan putaran rendah. Oleh sebab itu sistem ini digunakan pada aplikasi penggerak kapal dan pemutar generator listrik skala besar.

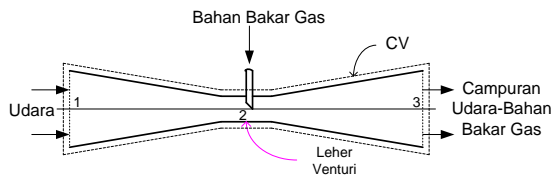
2. *High Pressure Injected Gas (HPING)*

Sistem ini bekerja dengan menyediakan gas langsung ke ruang bakar dengan tekanan yang sangat tinggi sekitar 3000 psi. Tekanan yang tinggi ini dibutuhkan karena gas tersebut diinjeksikan pada saat Piston telah mencapai akhir dari langkah kompresi dan bahan bakar diesel telah diinjeksikan untuk memulai pembakaran dimana tekanan dalam ruang bakar menjadi sangat tinggi. Tentunya sistem ini membutuhkan biaya yang sangat besar, karena harus menyediakan injektor untuk tekanan tinggi untuk suplai bahan bakar gas, kompresor bertekanan tinggi dan pipa-pipa khusus untuk suplai bahan bakar gas yang tahan terhadap tekanan tinggi. Keuntungan memakai sistem ini adalah bahan bakar gas hanya diinjeksikan setelah katup uap tertutup sehingga mencegah terbuangnya sebagian bahan bakar gas bersamaan dengan gas buang hasil pembakaran. Kerugian yang dari pemakaian sistem ini antara lain selain alat membutuhkan biaya yang lebih mahal adalah apabila suplai gas terputus dan motor diesel berjalan dengan 100 % bahan bakar diesel terus menerus maka akan terjadi kerusakan pada *Mechanical Valve* yang menggunakan model *Cam Actuated Gas Valve*. Karena itu diperlukan desain khusus pada *Mechanical Valve* yang memungkinkan masuknya oli pelumas pada *Mechanical Valve* saat suplai bahan bakar gas terhenti. Selain itu kekurangan dari

model ini adalah diperlukannya modifikasi pada Kepala Silinder motor diesel untuk menempatkan Injektor Gas.

3. Combustion Air Gas Integration

Model ini bekerja dengan mencampur udara-bahan bakar gas sebelum memasuki saluran isap atau sebelum memasuki kompresor-*turbocharger* apabila motor diesel yang digunakan adalah *Turbocharged system*. Tekanan bahan bakar gas yang dibutuhkan diperkirakan sama dengan tekanan udara luar/sekitar, bahkan untuk menjaga tidak terjadi kebocoran gas saat motor diesel tidak beroperasi maka tekanan keluaran *Gas Pressure Regulator* diatur sedikit lebih rendah dari tekanan udara sekitar. Sistem pencampuran dilakukan dengan alat yang dinamakan *mixer* yang diletakkan pada saluran isap motor diesel. *Mixer* tersebut berbentuk venturi seperti terlihat pada gambar 2.4, dan mekanismenya dengan memanfaatkan beda tekanan antara gas keluaran pressure regulator dan area dari leher *venturi*. Area leher *venturi* memiliki tekanan yang paling rendah, sehingga memungkinkan gas keluaran pressure reaktor masuk ke dalam *mixer* tersebut.



Gambar 2.4 Skema Pencampuran Gas-Udara Dengan Mekanisme *venturi*[20]

Persamaan yang dapat digunakan dalam perancangan dimensi *venturi* adalah :

$$\rho V_1 A_1 = \rho V_{th} A_{th} \quad (2.24)$$

persamaan Bernoulli (untuk *incompressible flow*, $M \leq 0,3$)

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 = \frac{p_{th}}{\gamma} + \frac{V_{th}^2}{2g} + z_{th} \quad (2.25)$$

Dalam perencanaan luas penampang sisi masuk udara pada *venturi* sama dengan pipa saluran udara dan tekanan udara di titik 1 pada *control volume* yang telah diketahui dalam perencanaan *venturi mixer*. Sementara pada leher venturi tekanan udara yang terjadi saat *engine* beroperasi bernilai tertentu di bawah dari tekanan gas minimal yang keluar dari *pressure regulator valve*. *Mixing jet* dipakai untuk mencegah akumulasi *syngas* pada intake manifold sehingga tidak ada udara masuk ke dalam ruang bakar, perlu diketahui bahwa *mixing jet* digunakan untuk mesin *dual fuel* dengan sistem tidak langsung dimana sebelum masuk ke dalam *mixer*, *syngas* terlebih dahulu ditampung di tanki penyimpanan dan keluar melalui *pressure regulator*. Kemudian efisiensi volumetric dapat dihitung untuk mengetahui efektifitas penggunaan *Mixing Jet* dengan persamaan (pada 4 stroke engine). Berikut perhitungan efisiensi volumetric masing- masing untuk mesin diesel *single fuel* dan mesin diesel *dual fuel*.

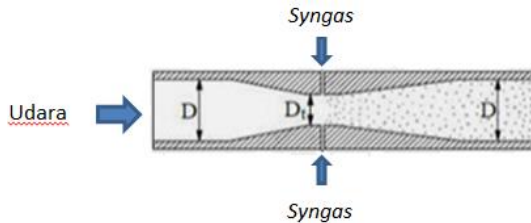
$$\eta_v = \frac{2 \cdot \dot{m}_{air}}{\rho_{air} \cdot V_d \cdot n} \text{ (untuk single fuel)} \quad (2.26)$$

$$\eta_v = \frac{2 \cdot (\dot{m}_{air} + \dot{m}_{syngas})}{\rho_{campuran} \cdot V_d \cdot n} \text{ (untuk dual fuel)} \quad (2.27)$$

dengan :

η_v = efisiensi volumetric,
 V_d = volume langkah,
 n = putaran engine (rpm).
 \dot{m} = laju aliran udara.

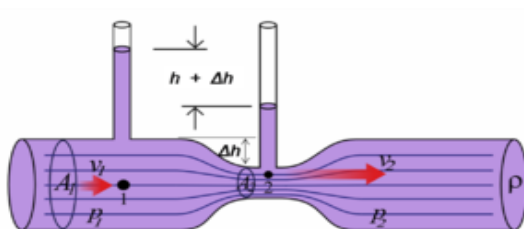
2.5. Venturi Secara Umum



Gambar 2.5 Venturi Mixer[20]

Venturi mixer adalah suatu konstruksi pencampuran sederhana, yaitu sebuah venturi yang digunakan untuk mencampur *syngas* dan udara. Bentuk venturi akan mempengaruhi kualitas pencampuran dan jenis aliran yang dihasilkan. Sehingga akan berpengaruh terhadap proses pembakaran nantinya. Dalam perencanaan *mixer* venturi ada beberapa hal yang perlu diperhatikan diantaranya :

1. *Mixer* harus dapat menghasilkan campuran yang homogen sehingga siap untuk dibakar di ruang bakar.
2. *Mixer* mudah dipasang pada mesin diesel.
3. Harus dapat menghasilkan perbandingan yang tepat agar dapat menghasilkan unjuk kerja yang optimum pada berbagai kondisi



Gambar 2.6 Venturi[18]

Fluida yang melalui *venturi* akan mengalami efek *venturi*, dimana Efek *venturi* adalah penurunan tekanan fluida yang terjadi ketika fluida tersebut bergerak melalui pipa menyempit. Kecepatan fluida dipaksa meningkat untuk mempertahankan debit fluida yang sedang bergerak tersebut, sementara tekanan pada bagian sempit ini harus turun akibat pemindahan energi potensial tekanan menjadi energi kinetik, untuk mencari kecepatan fluida pada daerah *throat* didasarkan pada persamaan energy [16].

$$Q - W = \Delta U + \Delta KE + \Delta PE \quad (2.28)$$

Untuk aliran steady menjadi:

$$q - w = (u_2 - u_1) + \frac{P_2 - P_1}{\rho} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} + (Z_2 - Z_1)$$

dengan asumsi :

1. Aliran dianggap steady
2. Tidak ada kerja yang terjadi ($W=0$)
3. Aliran diabatis tanpa perpindahan kalor ($Q=0$)
4. Tidak ada perubahan energy dalam ($U_2 - U_1 = 0$)
5. Tidak terjadi perubahan energy potensial

Sehingga

$$\frac{P_2 - P_1}{\rho} = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g}$$

$$V_2^2 - V_1^2 = 2g \frac{(P_2 - P_1)}{\rho}$$

dengan hubungan :

$$\rho_1 V_1 A_1 = \rho_2 V_2 A_2$$

dimana :

$$\rho_1 = \rho_2$$

atau

$$V_1 = V_2 \frac{A_2}{A_1}$$

sehingga kecepatan di daerah *throat* dapat dicari dengan:

$$V_2^2 \left[1 - \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2 \right] = \frac{2g}{\rho} (P_2 - P_1) \quad (2.29)$$

dengan :

P_1 = Tekanan udara pada daerah 1 (psi)

P_2 = Tekanan udara pada daerah 2 (*Throath*) (psi)

V_1 = Kecepatan aliran udara pada daerah 1 $\left(\frac{m}{s} \right)$

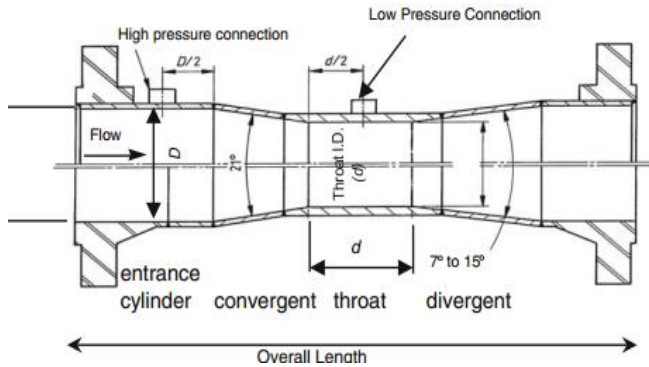
V_1 = Kecepatan aliran udara pada daerah 2 (*Throath*) $\left(\frac{m}{s} \right)$

ρ = massa jenis udara (kg.m^{-3})

g = percepatan gravitasi bumi $\left(\frac{m}{s^2} \right)$

2.5.1. Teori Desain *Venturi*

Venturi tube adalah sebuah *differential-pressure* meter yang terdiri dari pintu masuk silinder, sebuah konvergen bagian, tenggorokan dan sebuah bagian berbeda. Koefisien discharge cukup dekat dengan 1, dan rasio diferensial tekanan kerugian umumnya berada dalam kisaran 0,05-0,25. *Venturi* klasik utama rekomendasi untuk tabung ini terdapat di ISO 5167-1:2003 dan ISO 5167-4 (ISO 2003a, b) dengan ilustrasi gambar 2.7 dibawah dimana *Upstream* parallel bagian adalah disebut pintu masuk fluida menuju bagian yang sempit (konvergen).



Gambar 2.7 Classical Venturi Tube[10].

Merancang sebuah tabung *venturi* perlu didapatkan kisaran laju aliran udara (*massflowrate*), densitas, serta berbagai tekanan diferensial yang diinginkan, koefisien *discharge* yang kemungkinan memperluas factor dan diameter masuk silinder (D), *throat diameter* (d) dapat ditentukan dari persamaan berikut[10] :

$$q_m = \frac{C\varepsilon}{\sqrt{1-\beta}} \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{2\rho_1 \Delta p} \quad (2.30)$$

dengan :

q_m = Mass flowrate

C = Discharge coefficient

ε = Expansibility Factor

Jika hal ini membuat rasio diameter $\beta \left(\frac{d}{D} \right)$ lebih besar dari maksimum yang diizinkan (yang paling umum adalah 0.75) maka yang lebih besar dari nilai d diperlukan (atau kedua venturi tabung secara parallel) dapat digunakan jika memberikan β lebih kecil dibandingkan dengan minimum yang diizinkan (yang paling umum 0.4) maka yang lebih kecil dari nilai D diperlukann jika

tidak ada pilihan nilai dari d kemudian tidak akan menjadi tidak masuk akal untuk memilih nilai dari D sehingga β sekitar 0.6, namun pilihan β , dalam rentang tidak kritis. Diameter saluran *entrance cylinder* harus sama dengan saluran *upstream* pipa.

Ada tiga jenis tabung venturi dari standar ISO pada 5167-4:2003:

- Machined convergen in 5.2.9 of ISO 5167-4:2003
- Rough-welded sheet-iron convergent in 5.2.10 of ISO 5167-4:2003
- 'As cast' convergent, in 5.2.8 of ISO 5167-4:2003

Untuk setiap jenis berbagai *Reynolds number* yang mana ditentukan oleh debit koefisien yang dilakukan terbatas (diberikan pada ISO 5167-4:2003). Perbedaan antara jenis dalam melaksanakan koefisien karena kecil perbedaan dalam geometri serta dengan fakta bahwa data yang digunakan untuk mendapatkan semua yang telah dikumpulkan pada waktu yang berbeda oleh peneliti yang berbeda. Sehingga wajar bila nilai *rough-welded sheet-iron venturi* tabung seharusnya lebih besar dan dengan demikian yang lebih rendah debit koefisien dari satu dengan *machine convergen*, sehingga mengakibatkan variabilitas yang lebih besar tercermin dalam ketidakpastian yang lebih besar. Pembatasan diameter akan batas tertentu menghasilkan fenomena dalam rentang β diberikan dalam ISO 5167-4:2003 tentang apa yang telah diuji. Selanjutnya ada beberapa model dalam perancangan venturi tube, dimana kesemuanya merujuk pada ISO 5167-4:2003, Reader[10] dimana ketiga model itu diantaranya adalah sebagai berikut :

- a. *Machined Convergent* (5.2.9, 5.5.3 and 5.7.2 dari ISO 5167-4:2003)

Inlet silinder, konvergen dan tenggorokan *are machined*. Kekasaran permukaan R_a (*arithmetical mean deviation of the roughness profile*) harus kurang dari 10^{-3} d untuk semua tiga bagian dari tabung *Venturi* Jari-jari kelengkungan pada *throat*

harus sekecil mungkin. Dengan batas-batas desain utama diantaranya adalah:

- $20 \text{ mm} \leq D \leq 250 \text{ mm}$
- $0.4 \leq \beta \leq 0.90$
- $C = 0.995 \pm 1\%$
- $2 \times 10^5 \leq \text{Re } D \leq 10^6$

b. *Rough-Welded* (pengelasan) *Sheet-Iron Convergent* (5.2.10, 5.5.4 and 5.7.3 dari ISO 5167-4:2003)

R_a akan kurang dari 10^{-4} d untuk *throath*, itu mungkin memerlukan mesin R_a akan menjadi sekitar 5×10^{-4} untuk *entrance cylinder* dan konvergen. Tidak ada kelengkungan pada sambungan kecuali efek pengelasan. Desain utama batas adalah :

- $200 \text{ mm} \leq D \leq 1200 \text{ mm}$
- $0.4 \leq \beta \leq 0.7$
- $C = 0.985 \pm 1.5\%$
- $2 \times 10^5 \leq \text{Re}_D \leq 2 \times 10^6$

c. 'As Cast' Convergent (5.2.8, 5.5.2 and 5.7.1 dari ISO 5167-4:2003)

R_a harus kurang dari 10^{-4} untuk *throath*. R_a akan kurang dari 10^{-4} D untuk *entrance cylinder and convergent*. Jari-jari kelengkungan pada sambungan diuraikan bersama dalam ISO 5167-4:2003 dan cukup besar. Desain utama batas adalah :

- $100 \text{ mm} \leq D \leq 800 \text{ mm}$
- $0.3 \leq \beta \leq 0.75$
- $C = 0.984 \pm 7\%$
- $2 \times 10^5 \leq \text{Re}_D \leq 2 \times 10^6$

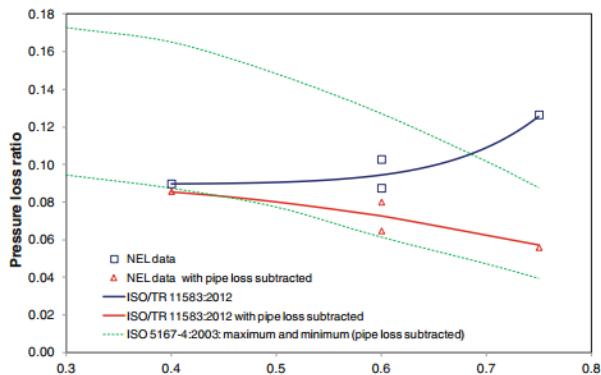
Tabel 2.2 Koefisien Discharge dan ketidak pastian *venture tube* dengan machined konvergent berdasarkan Annex B dari ISO 5167-4:2003

Re_d	C	Uncertainty (%)
5×10^4	0.970	3
1×10^5	0.977	2.5
2×10^5	0.992	2.5
3×10^5	0.998	1.5
5×10^5 to 10^6	0.995	1
10^6 to 2×10^6	1.000	2
2×10^6 to 10^8	1.010	3

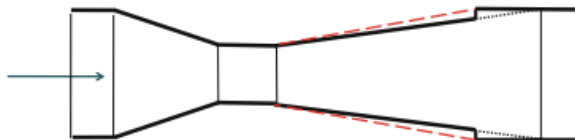
Untuk semua *Venturi* tabung sudut konvergen adalah $21^\circ \pm 1^\circ$ (5.2.3 dari ISO 5167-4: 2003). Ini mungkin optimal untuk *water flows*, tetapi mungkin tidak optimal untuk tekanan tinggi gas. *The divergen* (atau diffuser) termasuk angle adalah dalam kisaran 7° - 15° (5.2.5 dari ISO 5167-4: 2003). Ada grafik dalam Lampiran C dari ISO 5167-4: 2003 memberikan kehilangan tekanan secara keseluruhan di tabung *Venturi* sebagai sebagian kecil dari tekanan diferensial. Efek dari kekasaran relatif, jumlah Reynolds dan sudut yang berbeda semua termasuk. Ini kerugian dihitung dengan mengukur kerugian antara penyadapan setidaknya 1 D *upstream flens* hulu tabung *Venturi* dan mengetuk setidaknya 6 D hilir dari flange hilir. Selanjutnya, kerugian yang ada akan terjadi jika ada hanya pipa antara dua *tapping* dikurangi dari *loss* diukur. Akibatnya hanya kerugian permanen tambahan karena *venturi tube*, dan lokasi *tappings* penting, karena peningkatan jarak antara mereka akan menyebabkan kenaikan yang sama kerugian baik dengan dan tanpa tabung *venturi*.

Sebuah sudut yang berbeda dari 7° memberikan kehilangan tekanan keseluruhan sekitar 10% dari tekanan diferensial (dari hulu tabung *Venturi* ke tenggorokannya); salah satu dari 15° memberikan kerugian tekanan keseluruhan sekitar

15% dari tekanan diferensial. Untuk banyak aplikasi, misalnya, pengukuran basah di basah *gas flow* atau pengukuran diagnostik, itu lebih berguna hanya untuk mempertimbangkan tekanan perbedaan (biasa disebut kehilangan tekanan) antara tekanan hulu penyadapan dan tambahan mengetuk sekitar 6 D *downstream* dari ujung hilir dari yang berbeda. Nilai untuk rasio kehilangan tekanan (rasio kehilangan tekanan untuk tekanan diferensial) dari empat tabung *venturi* dengan sudut yang berbeda dari $7,5^\circ$ diperoleh pada *NEL* ditunjukkan pada gambar 2.7.



Gambar 2.8 *Pressure loss ratio*



Gambar 2.9 *Truncational Venturi Tube*[12]

Untuk langkah dan kelurusan tidak hanya geometri tabung venturi sendiri yang mempengaruhi diukur debit. Pipa hulu dan yang bergabung ke silinder *upstream* sangat penting. ISO 5167-4: 2003 menyatakan bahwa pipa hulu harus cukup

silinder bahwa semua diameter yang diukur berada dalam 2% dari rata-rata mereka (lihat 6.4.1.1 ISO 5167-4: 2003) dan pada bergabung antara pipa hulu dan pintu masuk silinder diameter pipa harus berada dalam 1% dari measured D (lihat 6.4.1.2 dari ISO 5167-4: 2003). *Offset* antara *centrelines* pipa dan pintu masuk silinder harus kurang dari 0.005 D, dan ada pembatasan pada keselarasan sudut dan jumlah dari *offset* dan setengah deviasi diameter (lihat 6.4.3 dari ISO 5167-4: 2003).

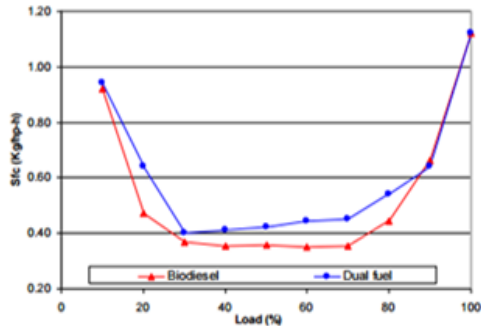
Untuk memenuhi persyaratan ini mungkin akan memerlukan pena atau Metode setara untuk mencapai keselarasan. Jika hal ini dimaksudkan untuk tidak mesin pipa hulu itu harus dipilih untuk memenuhi kebutuhan *cylindricality* dan *venturi* tube diproduksi untuk mencocokkan. Jika tabung *venturi* adalah *manufactured first*, yang pipa hulu mungkin memerlukan mesin, dan mungkin perlu untuk membeli pipa dari Jadwal tinggi dari tabung *venturi* ke mesin. Kelurusan pipa hulu didesain dari ISO 5167-1: 2003, dan biasanya hanya diperiksa secara visual, dasar untuk persyaratan ini tidak tercantum dalam standar.

Perencanaan desain ukuran *venturi mixer* harus dilakukan dengan baik dan dengan memperhatikan standarisasi yang ada, sebab ini penting. Bila desain utamanya pada diameter lubang *throat* terlalu kecil akan terjadi fenomena penurunan laju aliran massa udara bebas yang signifikan. Hal ini tentu harus dicermati dan dihindari, sebab berkurangnya suplai udara yang terlalu besar, secara langsung akan berakibat pada pembakaran diruang bakar yang menjadi tidak optimal, sehingga lebih baik disamping mendesain dengan ukuran yang terstandar juga dilakukan analisis pemodelan laju aliran fluida dalam saluran *venturi mixer* yang di desain.

2.6 Penelitian Sebelumnya Tentang *Dual Fuel System*

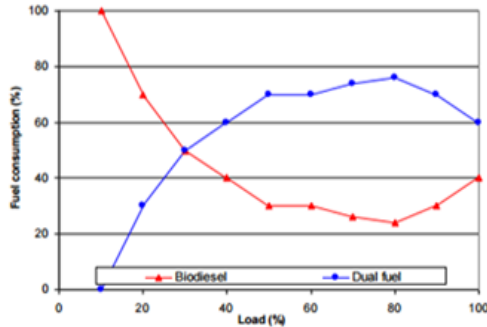
1. Penelitian yang dilakukan oleh Sudarmanta[18]

Penelitian Bambang menggunakan biodiesel dan syngas hasil dari gasifikasi dengan umpan sekam padi dengan sistem downdraft gasifier reactor. Penelitian ini menggunakan mesin diesel satu silinder yang terkopel dengan generator.



The specific fuel consumption vs percentage of load

a.



Percentage fuel consumption vs percentage of load

b.

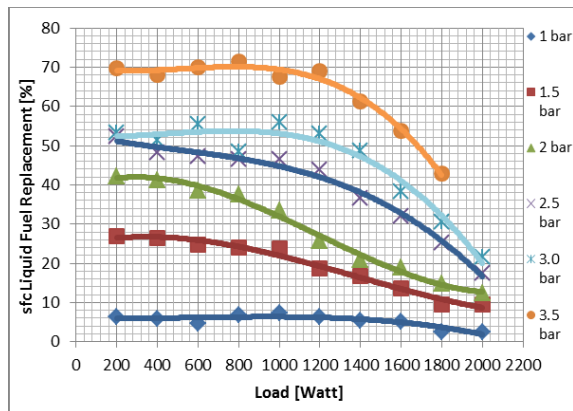
Gambar 2.10 a. *Sfc* dan b. *Fuel Consumption* terhadap Beban[18].

Pada gambar 2.10 a, menyatakan bahwa konsumsi bahan bakar spesifik biodiesel lebih kecil dari bahan dual fuel karena nilai heating value yang lebih rendah dari syn-gas lebih kecil dari

bahan bakar biodiesel. Tes mesin bisa berjalan di kedua diesel dan syn-gas, bukan berjalan hanya pada diesel. Syn-gas dimasukkan ke dalam mesin diesel untuk membiarkan mesin beroperasi di mode dual-fuel, sehingga mengurangi konsumsi solar sebesar lebih dari 60% seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.10 b . Rasio udara-gas adalah 1: 1. Mesin ini terhubung generator 3 kW untuk pengukuran pembebanan.

2. Penelitian yang dilakukan oleh Novrezeki[10]

Novrezeki melakukan penelitian *dualfuel*, *syngas* hasil sekam padi dan solar dengan menggunakan sistem tidak langsung dimana mekanisme pemasukan gas hasil gasifikasi dilakukan dengan pemasangan pressure regulator dan mixer berbentuk venturi dan di dalamnya dipasang *Mixing jet*. AFR (Air Fuel Ratio) sistem *dual fuel* divariasikan melalui pengaturan tekanan pada *pressure regulator* yaitu sebesar 1 bar, 1.5 bar, 2 bar, 2.5 bar, 3 bar, 3.5 bar.

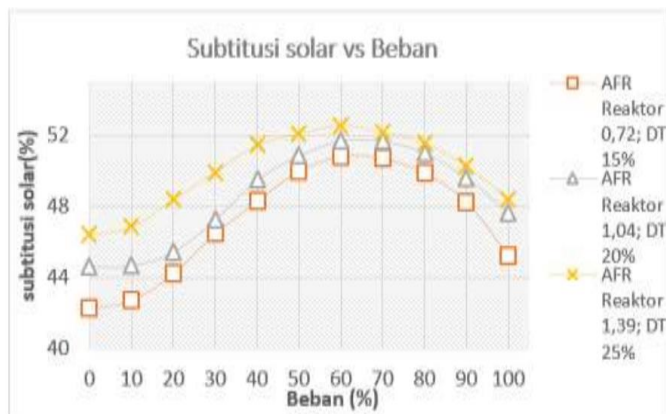


Gambar 2.11 Persentase penggantian konsumsi minyak solar oleh *syngas* pada engine fungsi beban listrik[10].

Hasil dari penelitian menunjukkan bahwa dengan penambahan syngas yang keluar dari pressure regulator pada variasi tekanan 3,5 bar sebagai bahan bakar dapat mengsubstitusi konsumsi minyak solar sebesar 72,6 % pada $\dot{m}_{\text{syngas}} = 11,96 \text{ (kg/hour)}$ dengan pembebanan 1800 Watt, serta nilai efisiensi thermal mengalami penurunan sebesar 43,25 % .

3. Penelitian yang dilakukan oleh Rizkal[14]

Rizkal melakukan penelitian *dualfuel*, *syngas* hasil gasifikasi *Municipal Solid Waste (MSW)* dan solar menggunakan sistem secara langsung.



Gambar 2.12 Substitusi Solar fungsi Beban Listrik[14].

Hasil penelitian menunjukkan persentase penggantian minyak solar yang terbesar terjadi pada duty cycle 25% pada pembebanan 60 %. SFC pada dual fuel mengalami peningkatan jika dibandingkan dengan single fuel sebesar 0,95 kg/Hp.h Serta efisiensi thermal pada dual fuel mengalami kenaikan sebesar 29,92 %.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB III METODOLOGI

3.1. Metode Penelitian

Pengujian dilakukan pada diesel engine constant speed electrical dynamometer. Pengujian dilakukan pada engine sebagai alat uji dengan poros utama yang telah terkopel langsung dengan electrical generator sebagai electrical dynamometer. Pengujian ini dilakukan di Research Center ITS, Surabaya.

True experimental method pada penelitian ini dibagi atas 2 (dua) kelompok, yaitu:

1. Kelompok kontrol adalah motor diesel menggunakan minyak solar,
2. Kelompok uji adalah motor diesel menggunakan dual-fuel system.

3.2. Alat Uji

Alat uji yang akan digunakan dalam penelitian ini antara lain sebagai berikut :



Gambar 3.1 Satu set engine diesel (Yanmar) – Generator (Noqiwa)

1. Motor diesel 4 (empat) langkah dengan spesifikasi :
 - Merek : Yanmar

- Model : TF55R
- Kerja Mesin : 4 Langkah, Pendingin Air
- Sistem Pembakaran : *direct injection*
- Jumlah Silinder : 1 Silinder
- Saat pengabutan : 17° sebelum TMA
- Diameter x panjang langkah : 75 x 80 (mm)
- Volume Silinder : 353 (cc)
- Daya Kontinyu : 4,5/2200 (hp/rpm)
- Daya maksimum : 5,5/2200 (hp/rpm)
- Perbandingan Kompresi : 17,9:1
- Pompa bahan bakar : Tipe Bosch
- Tekanan Injector : 200 kg/cm²
- Sistem Pelumasan : Pelumas Paksa
- Kapasitas minyak pelumas : 1,8 Liter
- Kapasitas tangki bahan bakar : 7,1 liter
- Jenis minyak pelumas : SAE 40 kelas CC atau CD
- Sistem pendinginan mesin : Radiator
- Diameter x langkah (mm) : 75 x 80

Dimensi Mesin

- Panjang : 607,5 (mm)
- Lebar : 311,5 (mm)
- Tinggi : 469,0 (mm)

2. Generator listrik/Electrical Dynamometer, dengan spesifikasi:

- Merek : NOQIWAA.C
SYNCHRONOUS
GEN.
- Tipe : ST-3
- Daya : 3 kW
- *Voltage* (V) : 220 Volt
- Arus : 13,6 A
- Frekuensi (Hz) : 50 Hz

➤ Putaran	: 1500 rpm
➤ $\cos \varphi$: 1
➤ <i>Phase</i>	: 1 (satu)
➤ Ev Volt (V)	: 42
➤ Ex Curr (A)	: 2

3. Beban listrik

Beban lampu pada penelitian ini terdiri atas lampu pijar sebanyak 10 buah dengan konsumsi daya masing-masing lampu sebesar 200 Watt. Lampu-lampu tersebut disusun secara paralel dengan masing-masing lampu dilengkapi dengan tombol stop/kontak untuk pengaturan beban.

4. Bahan bakar gas hasil gasifikasi *MSW*

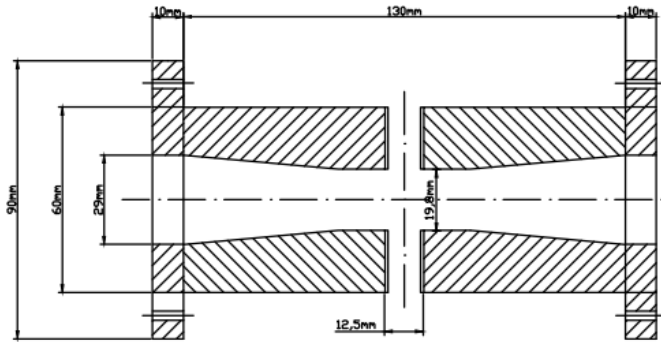
Bahan bakar gas yang digunakan adalah *syngas* hasil gasifikasi *Municipal Solid Waste (MSW)* dari *gasifier* tipe *downdraft*.

5. Bahan Bakar Biodiesel

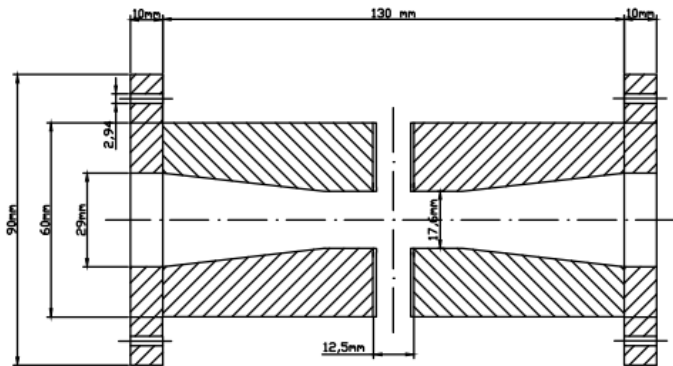
Bahan biodiesel yang digunakan dalam penelitian ini adalah biodiesel yang dibuat di laboratorium teknik pembakaran dan bahan bakar (TPBB) teknik mesin, FTI-ITS

6. Mixer untuk mencampur/memasukkan *syngas MSW* ke dalam saluran *intake*.

Proses pemasukan *syngas* hasil gasifikasi dengan sistem *dual fuel* secara langsung dengan menggunakan *Venturi mixer* sebagai tempat bercampurnya udara dan *syngas* sebelum masuk kedalam ruang bakar, *mixer* dibuat dengan bentuk *venture* dan bekerja dengan memanfaatkan efek *venturi* yang diakibatkan oleh pengecilan penampang diameter pada bagian *throat venture mixer*. *Venturi mixer* dipasang pada saluran masuk (*intake manifold*) udara.



a.



b.

Gambar 3.2 Skema *mixer* a) diameter throat 19.8 mm, b) 17.6 mm

7. Fan Blower

Fan blower diisi digunakan untuk menambah suplai udara pembakaran mesin diesel, suplai udara tambahan ini ditunjukkan untuk mengatasi penurunan AFR akibat tambahan *syngas* pada saluran masuk.

3.3. Alat ukur

Adapun alat ukur yang digunakan dalam pengambilan data percobaan adalah sebagai berikut :

1. Gelas Ukur

Alat ini digunakan untuk mengukur jumlah bahan bakar minyak solar yang dikonsumsi oleh motor diesel yaitu 5,024 ml setiap pengambilan data. Gelas ukur ini memiliki spesifikasi sebagai berikut :

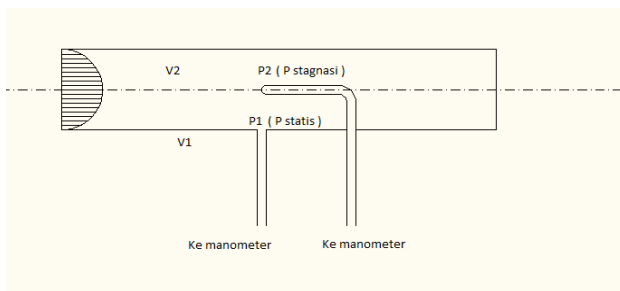
- Kapasitas : 25 ml
- Akurasi : ± 1 digit

2. Stopwatch

Alat ini digunakan untuk mengukur waktu yang dibutuhkan motor diesel untuk mengkonsumsi bahan bakar minyak solar sebanyak 10 ml.

3. Pitot-Static Tube dan Manometer V

Alat ini dipergunakan untuk mengukur jumlah bahan bakar (syngas) dan udara masuk disuplai ke ruang bakar.



Gambar 3.3 Pitot Static Tube

Pitotstatic tube dihubungkan dengan manometer untuk mengetahui besarnya perbedaan ketinggian cairan pada manometer yang nantinya akan digunakan untuk mengetahui *mass flowrate* udara dan biogas yang masuk ke ruang bakar dengan menggunakan persamaan Bernoulli.

$$\frac{P_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2} + gz_1 = \frac{P_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2} + gz_2$$

dengan :

P_2 = Tekanan stagnasi (padatitik2) (P_a)

P_1 = Tekanan statis (padatitik 1) (P_a)

ρ = Massa jenis (kg/m^3)

V_1 = Kecepatan rata-rata di titik 1 (m/s)

V_2 = Kecepatan rata-rata di titik 2, kecepatan pada P stagnasi = 0 (m/s)

dengan mengansumsikan $\Delta z = 0$ maka persamaan menjadi:

$$\frac{V_1^2}{2} = \frac{P_0}{\rho} - \frac{P}{\rho}$$

untuk mencari kecepatan udara yang masuk kedalam biogas dari persamaan diatas menjadi:

$$V = \sqrt{\frac{2(P_0 - P)}{\rho_{udara}}} \frac{m}{s}$$

dengan:

$$P_0 - P = \rho_{red\ oil} \cdot g \cdot h = \rho_{H_2O} \cdot g \cdot h \cdot (SG_{red\ oil})$$

$h = 2L \sin \theta$ dan L adalah perbedaan ketinggian cairan pada manometer V dengan $\theta = 10^\circ$, maka persamaan menjadi:

$$V = \sqrt{\frac{2 \rho_{H_2O} \cdot SG_{redoil} \cdot g \cdot 2L \sin \theta}{\rho_{udara}}} \frac{m}{s}$$

dengan :

$SG_{red\ oil}$: Spesifik Gravity *Red Oil* (0.827)

ρ_{H_2O} : Massa jenis air (999 kg/m^3)

ρ_{udara}	: Massa jenis udara (1.2 kg/m^3) pada suhu 27°C
L	: Selisih ketinggian cairan pada manometer (m)
θ	: Besar sudut yang digunakan pada manometer v ($^\circ$)

4. Amperemeter

Alat ini digunakan untuk mengukur arus listrik (I) yang terjadi akibat pemberian beban pada generator listrik/electrical dynamometer.

5. Voltmeter

Alat ini digunakan untuk mengukur tegangan listrik (V) yang dibangkitkan oleh generator listrik dan yang disuplai ke beban.

6. Termometer Digital & Termokopel

Alat ini digunakan untuk mengukur temperature pada masing-masing titik.

7. Tachometer digital

Alat ini untuk mengukur putaran engine.

8. Omega meter

Alat ini digunakan untuk mengukur debit *syngas* yang masuk ke *venturi mixer* secara digital.

3.4. Prosedur Percobaan

Dalam pengujian nantinya, beban maksimum yang diambil 2000 Watt dengan pertimbangan daya mesin serta transmisi mekanis antara mesin diesel dan generator listrik. Tahapan-tahapan pengujian yang dilakukan adalah sebagai berikut:

3.4.1 Persiapan Pengujian

Hal-hal yang diperlukan dalam persiapan pengujian ini adalah sebagai berikut:

1. Memeriksa kondisi kesiapan mesin yang meliputi kondisi fisik mesin, pelumas, sistem pendinginan, sistem bahan bakar dan kesiapan generator listrik.
2. Memeriksa kondisi system pembebanan, system kelistrikan dan sambungan-sambungan listrik yang ada.

3. Memeriksa kesiapan alat-alat ukur.
4. Mempersiapkan alat tulis dan table untuk pengambilan data.

3.4.2 Pengujian Pada Kondisi Standar Dengan Bahan Bakar Biodisel

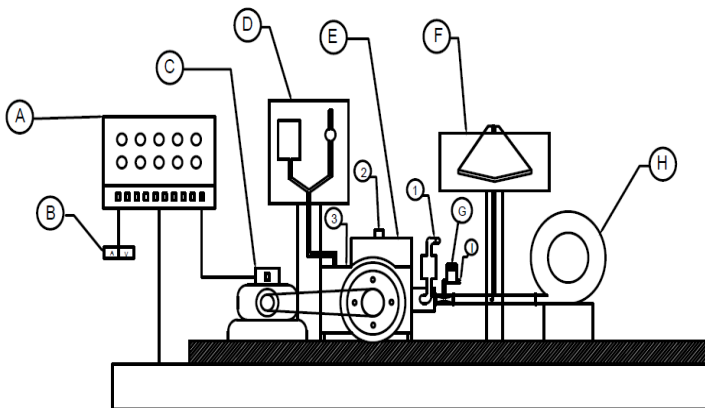
Percobaan dilakukan dengan putaran mesin tetap (*stationary speed*) dengan variasi beban listrik. Tahapannya adalah sebagai berikut:

1. Menghidupkan mesin diesel,
2. Melakukan pemanasan mesin diesel \pm 20 menit pada putaran mesin 2000 rpm hingga temperature mesin mencapai temperatur operasi,
3. Mengatur pembebanan pada mesin diesel mulai 200 Watt sampai dengan 2000 Watt dengan interval kenaikan setiap 200 Watt,
4. Mencatat data-data yang dibutuhkan setiap kenaikan beban, seperti:
 - ΔL manometer udara (untuk mengetahui *mass flowrate* kebutuhan udara),
 - Waktu konsumsi minyak solar setiap 10 ml,
 - Temperature udara masuk, oli pelumas, cairan pendingin, dan gas buang,
 - Tegangan listrik (V) dan arus listrik (I).
5. Setelah pengambilan data selesai dilakukan, maka beban diturunkan secara bertahap hingga beban nol,
6. Mesin dibiarkan dalam kondisi tanpa beban selama lebih kurang 5 menit,
7. Mesin dimatikan dan ditunggu kembali dingin.

3.4.3. Pengujian dengan Bahan Bakar Kombinasi Syngas-Biodisel

1. Memasang komponen *mixer* dan *mixing jet* pada *intake manifold* mesin diesel dimana komponen *mixer* ini telah

- terhubung dengan sistem penyedia biogas yaitu tabung gas,
2. Memasang komponen penyuplai syngas, dimana komponen ini terdiri dari plastik penampung syngas, kompresor, dan tabung gas,
 3. Memastikan kembali kondisi kesiapan mesin diesel, pembebanan dan kelistrikan, serta sistem penyuplai bahan bakar biogas dan minyak solar,
 4. Menghidupkan mesin diesel dengan menggunakan biodisel sebagai bahan bakar, tanpa memberikan beban dan membiarkannya ± 20 menit hingga temperatur mesin mencapai temperatur operasi,
 5. Memberikan beban mulai dari 200 Watt sampai dengan 2000 Watt dengan interval kenaikan beban sebesar 200 Watt.
 6. Setiap kenaikan beban, maka dilakukan pencatatan terhadap:
 - Waktu yang dibutuhkan mesin diesel untuk mengkonsumsi biodisel sebanyak 10 ml,
 - ΔL (perbedaan ketinggian) manometer V biogas,
 - Temperatur: udara masuk, biogas, gas buang, oli pelumas, dan cairan pendingin,
 - Tegangan listrik (V) dan arus listrik (I).
 7. Setelah pengambilan data seluruhnya selesai dilakukan, kemudian beban listrik diturunkan secara bertahap dan kemudian mengurangi jumlah aliran *syngas* yang masuk keruang bakar hingga tidak ada lagi suplai gas yang masuk ke *mixer*,
 8. Matikan kompresor dan tutup katup *throttle* biogas pada plastik.
 9. Membiarkan mesin diesel dalam kondisi tanpa beban kira-kira 5 menit, lalu mesin diesel dimatikan.
 10. Mengulangi langkah 1 sampai 9 dengan variasi ukuran diameter *venturi* yang semakin kecil.



Gambar 3.4 Skema Peralatan Percobaan

Keterangan :

- A. Lampu pembebanan
 - B. Amperemeter dan volt meter
 - C. Generator/dynamo meter
 - D. Gelas ukur pemakaian biodiesel
 - E. Radiator
 - F. Manometer V
 - G. Intake syngas dan mixer
-
- 1. Suhu gas buang
 - 2. Suhu pendingin mesin
 - 3. Suhu pendingin oli

3.5. Rancangan Eksperimen

Dalam perancangan eksperimen ini ada beberapa parameter yang ingin didapatkan dalam percobaan ini dengan menetapkan parameter input. Parameter-parameter tersebut dinyatakan sebagaimana dinyatakan dalam tabel 3.1 yaitu:

Tabel 3.1 Parameter-Parameter Eksperimen

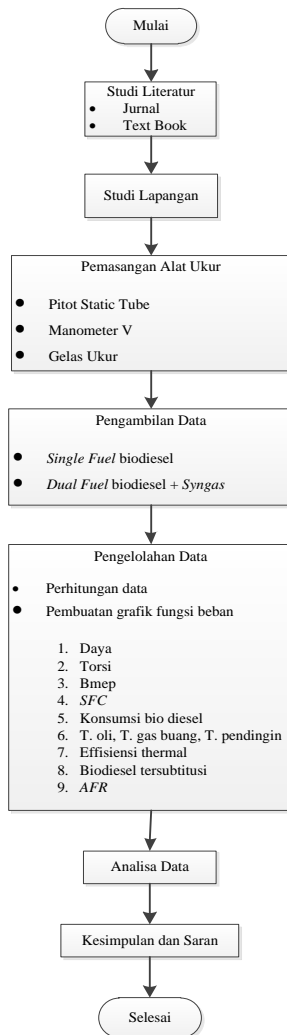
Parameter Input			Parameter Output	
Konstan	Bervariasi		Diukur	Dihitung
	Diameter Throat	Beban Listrik		
<ul style="list-style-type: none"> • Tipe generator set mesin diesel • Putaran mesin diesel 2000 rpm • Bahan bakar biodiesel • Bahan bakar <i>syngas</i> briket • \dot{m} udara 	<ul style="list-style-type: none"> • <i>Mixer</i> diameter throat 22 mm 	<ul style="list-style-type: none"> • 200 W hingga 2000 dengan interval 200 W 	<ul style="list-style-type: none"> • Konsumsi bahan bakar biodiesel 10 ml (s) • Pitot <i>syngas</i> (mm) • Temperatur diesel (oli, pendingin, gas buang) C° • Arus (A) • Tegangan (V) 	<ul style="list-style-type: none"> • Daya • Torsi • Bmep • SFC • Efisiensi <i>thermal</i> • AFR • Biodiesel tersubstitusi (%)
	<ul style="list-style-type: none"> • <i>Mixer</i> diameter throat 19.8 mm 	<ul style="list-style-type: none"> • 200 W hingga 2000 dengan interval 200 W 		
	<ul style="list-style-type: none"> • <i>Mixer</i> diameter throat 17.6 mm 	<ul style="list-style-type: none"> • 200 W hingga 2000 dengan interval 200 W 		

Dari percobaan ini data-data yang didapatkan dihitung, dan kemudian ditampilkan dalam bentuk fungsi beban listrik terhadap:

- Daya efektif
- Torsi
- Tekanan efektif rata-rata
- SFC
- Konsumsi minyak solar
- Temperatur gas buang
- Temperatur pendingin

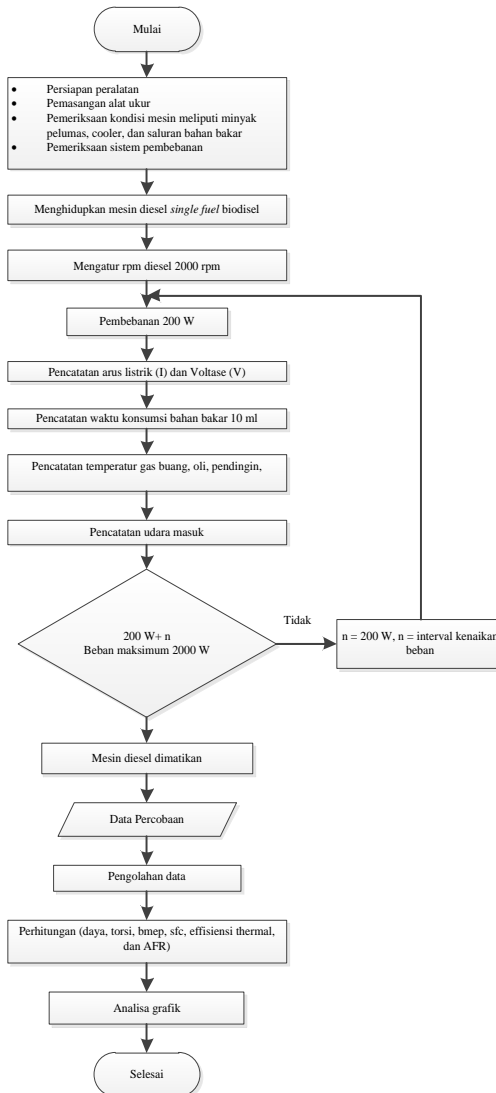
- Temperatur oli
- Biodisel tersubstitusi (%)
- Throat dan substitusi
- Efisiensi *thermal*
- AFR

3.6 Flowchart penelitian



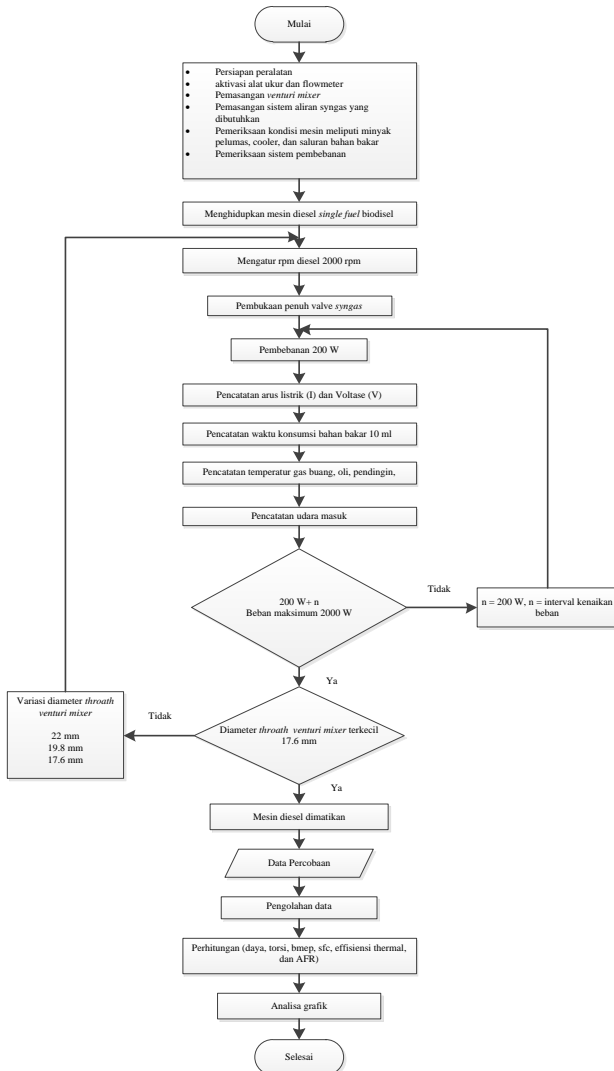
Gambar 3.5 Flowchart penelitian

3.6.1 Flowchart Pengujian sistem *single fuel*



Gambar 3.6 Flowchart pengujian sistem *single fuel*

3.6.2 Pengujian sistem *dual fuel*



Gambar 3.7 Flowchart pengujian sistem *dual fuel*

BAB IV DATA DAN ANALISA

Pada bab ini akan dibahas mengenai perhitungan-perhitungan yang diperlukan dalam penelitian. Perhitungan yang dimaksud adalah perhitungan unjuk kerja mesin antara lain daya, torsi, *b MEP*, *sfc*, *afr*, efisiensi thermal, serta substitusi biodiesel oleh *syngas* dan energy per siklus. Adapun untuk data hasil penelitian, hanya data-data tertentu saja yang ditampilkan dalam bab ini yaitu data yang digunakan sebagai contoh perhitungan unjuk kerja. Sedangkan untuk data hasil penelitian seluruhnya bisa dilihat pada lampiran.

4.1 Perancangan Dual Fuel System

Perencanaan Dual-Fuel system ini lebih detail dikonsentrasikan pada perancangan mixer sebagai tempat udara dan *syngas* dicampur sebelum masuk ke dalam ruang bakar. Sebelum membuat *mixer* direncanakan dengan bentuk venturi, terlebih dahulu harus dipilih model desain rancangan *venturi mixer* yang akan dibuat dimana seperti dijelaskan di bab 2 sub bab 2.5.1 tentang teori desain venturi terdapat tiga jenis tabung venturi dari standar ISO pada 5167-4: 2003:

- *Machined convergen* in 5.2.9 of ISO 5167-4:2003
- *Rough-welded sheet-iron convergent* in 5.2.10 of ISO 5167-4:2003
- '*As cast*' *convergent*, in 5.2.8 of ISO 5167-4:2003

Dimana masing – masing jenis memiliki syarat – syarat tertentu sesuai karakteristiknya masing- masing, untuk itu akan dilakukan perhitungan sebagai syarat pemilihan salah satu diantara ketiga jenis venturi tube diatas.

a. Material

Material yang digunakan dalam pembuatan venture mixer ini *Cast Iron ASTM A356* di bubut dengan roughness < 10^{-4} D

b. Reynolds number

V udara berdasarkan pengukuran diketahui $2,22 \frac{m}{s}$ dengan diameter lubang *inlet* udara masuk sebesar 22 mm dan $\mu_{udara} = 0,01 \times 10^{-3} \frac{Ns}{m^2}$ ρ_{udara} sebesar $1,205 \frac{kg}{m^3}$ pada suhu $20^\circ C$ sehingga reynolds numbernya menjadi :

$$\begin{aligned}
 Re &= \frac{\rho v D_1}{\mu} \\
 &= \frac{(1,1447 \frac{kg}{m^3}) \times (3,14 \frac{m}{s}) \times (0.03675m)}{0,018^{-3} \frac{Ns}{m^2}} \\
 &= 7725,504 \text{ (Aliran Turbulent)}
 \end{aligned}$$

c. Rasio diameter

$$\beta = \frac{D_{throat}}{D_{in}}$$

- untuk diameter throat 19,8 mm

$$\beta = \frac{D_{throat}}{D_{in}}$$

$$\beta = \frac{19,8 \text{ mm}}{29 \text{ mm}} = 0,68$$

- untuk diameter throat 17,6 mm

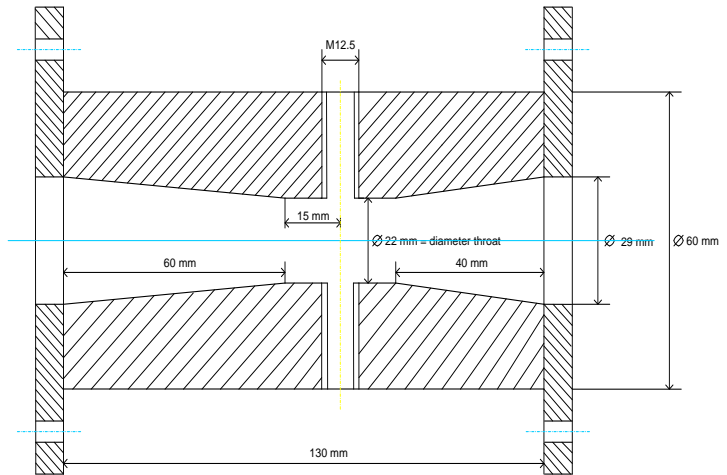
$$\beta = \frac{D_{throat}}{D_{in}}$$

$$\beta = \frac{17,6 \text{ mm}}{29 \text{ mm}} = 0,606$$

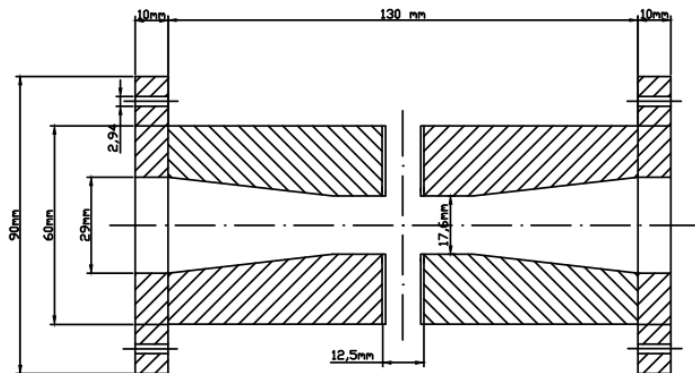
Selanjutnya dengan panjang venture mixer sepanjang 130 mm maka memenuhi syarat jenis venture *Machined convergen* sehingga dipilihlah model *Machined convergen* in 5.2.9 of ISO 5167-4:2003 tersebut dan didapatkan venturi mixer seperti gambar dibawah :

Terdapat 3 model desain untuk diameter *throat* divariasikan lebih kecil 10% dari diameter eksisting sebelumnya

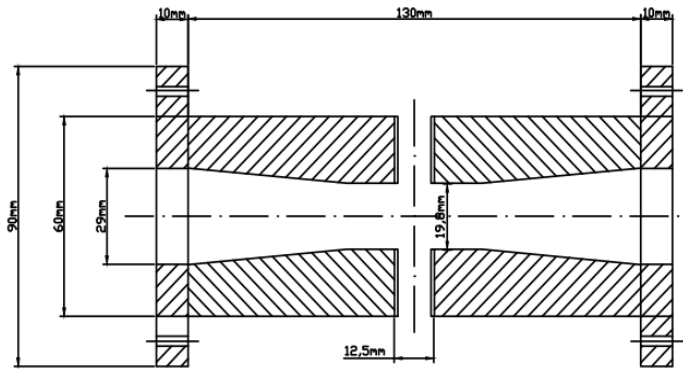
yang 22 mm menjadi 19,8 mm dan 17,6 mm. Maka bentuk mixer yang direncanakan seperti gambar di bawah



a.



b.



c.

Gabar 4.1 Detai rancangan *Venturi Mixer*, a. Diameter *Throat* Eksisting 22 mm; b. Diameter *Throat* 17,6 mm; c. Diameter *Throat* 19,8mm.

Mixer dipasang pada saluran masuk (*intake manifold*) udara. *Mixer* tidak dilengkapi dengan *mixing jet*, dengan pertimbangan bahwa aliran *syngas* berasal dari reaktor tidak terlalu signifikan menghambat udara segar masuk ke ruang bakar, selain itu *mixing jet* digunakan bila pemasukan aliran *syngas* bertekanan tinggi sementara pada desain *mixer* ini digunakan sistem dual fuel secara langsung, dimana aliran *syngas* masuk pada tekanan reaktor dengan hanya memanfaatkan efek *venturi* pengecilan diameter *throat* pada *venturi mixer* saja. Masing – masing *venturi mixer* dengan variasi diameter *throat* memiliki karakteristik aliran udara yang melewatinya, untuk itu disertakan pemodelan sederhana kontur *velocity*, *pressure* pada halaman lampiran dengan pemodelan fluent 2D.

4.2 Data pendukung

a. Densitas *syngas* (ρ *syngas*)

Berdasarkan hasil uji yang dilakukan Indarto[17], kandungan yang ada dalam gas adalah sebagai berikut :

Tabel 4.1. Tabel Besarnya Komposisi Kandungan *Syngas* MSW

Komposisi	Persentase volume (%)	ρ (Kg/m ³), pada T = 300 K [18]	μ (10 ⁻⁵ Pa S), pada T = 20 ° C [18]
CO	9,99	1,165	1,74
H ₂	6,60	0,0899	0,88
CH ₄	6,64	0,688	0,99
CO ₂	2,74	1,842	1,47
N ₂	66,99	1,165	1,76
O ₂	7,65	1,331	2,04

Dari hasil pengujian tersebut, maka nilai massa jenis *syngas* MSW dapat diketahui, yaitu dengan cara menjumlahkan massa jenis dari setiap unsur kimia yang ada sesuai dengan prosentasenya, sehingga didapatkan massa jenis *syngas* untuk tekanan 1 atm sebagai berikut :

$$\rho_{\text{syngas}} = \sum_{i=1}^n (X_i \times \rho_i)$$

dengan :

X_i = Persentase volume unsur kimia yang terdandung dalam *syngas* (%)

ρ_i = Massa jenis masing-masing unsur kimia yang terkandung dalam *syngas* (kg/m³)

$$\begin{aligned}\rho_{\text{syngas}} &= \sum_{i=1}^n (0,099 \times 1,165) + (0,066 \times 0,0899) + \\ &\quad (0,064 \times 0,688) + (0,0274 \times 1,842) + \\ &\quad (0,6699 \times 1,165) + (0,0765 \times 1,331) \\ &= 1,098 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\end{aligned}$$

a. Nilai kalor bawah (*lower heat value*)

Dari prosentase komposisi syngas dapat dilakukan perhitungan *Low heating value* (LHV) pada *synthetic gas* dengan persamaan 2.3 yaitu :

$$\text{LHV}_{\text{GAS}} = \sum_{i=1}^n (Y_i \times \text{LHV}_i)$$

dengan :

Y_i = Persentase volume gas yang terbakar ($\text{CO}, \text{CH}_4, \text{H}_2$)

LHV_i = Nilai kalor bawah syngas ($\text{CO}, \text{CH}_4, \text{H}_2$)

Nilai LHV_i dapat dilihat pada tabel di bawah LHV_i dari gas yang terbakar ($\text{CO}, \text{CH}_4, \text{H}_2$). Berikut perhitungan *Low heating value syngas* :

Tabel 4.2. Tabel nilai LHV kandungan syngas [18].

Nilai kalor bawah (LHV_i) gas yang terbakar		
$\text{CO} \text{ (kJ/m}^3\text{)}$	$\text{H}_2 \text{ (kJ/m}^3\text{)}$	$\text{CH}_4 \text{ (kJ/m}^3\text{)}$
12696	35866	10768

- Y_i untuk gas $\text{CO} = 9,99\% = 0,0999$
- Y_i untuk gas $\text{H}_2 = 6,66\% = 0,0666$
- Y_i untuk gas $\text{CH}_4 = 6,64\% = 0,0664$

$$LHV_{syngas} = \sum_{i=1}^n (0,0999 \times 12696) + (0,0666 \times 35866) + (0,0664 \times 10768)$$

$$LHV_{syngas} = 4375,6 \frac{kJ}{m^3}$$

Jadi untuk nilai *lower heating value* adalah sebagai berikut :

$$LHV_{syngas} = 4375,6 \frac{kJ}{m^3} : \rho_{syngas}$$

$$LHV_{syngas} = 4375,6 \frac{kJ}{m^3} \times \frac{1}{1,1 \frac{kg}{m^3}}$$

$$LHV_{syngas} = 3980 \frac{Kj}{Kg}$$

4.3. Perhitungan unjuk kerja

Perhitungan yang dihitung dibawah ini adalah untuk sistem *dual fuel* dilakukan pada variasi diameter *throath* 17.6 mm dengan 2 lubang masukan *syngas*. Perbandingan dilakukan pada pembebanan lampu 2000 watt dengan data-data yang dimiliki sebagai berikut :

Tabel 4.3 Data-data Pada Pembebanan Lamp 2000 Watt Pada Variasi Diameter *Throath* 17.6 mm Dengan 2 Lubang Masukan *Syngas*.

Arus (ampere)	Voltas e (volt)	V udar a (m/s)	ρ biodiese l (kg/m ³)	LHV biodiesel (kj/kg)	Volum e (m ³)	Waktu Konsums i (s)
9	220	2,22	0,87	37144,1 8	10 x 10 ⁻⁶	56,34

a. Aliran Bahan Bakar *Syngas* Masuk

Pengukuran aliran *syngas* masuk menggunakan perhitungan dengan menggunakan *omegometer* dan didapatkan debit dan dimasukan perhitungan sehingga di dapat massa alir *syngas*

$$\begin{aligned}\dot{m}_{syngas} &= \rho_{syngas} \cdot Q_{syngas} \\ \dot{m}_{syngas} &= 1.1 \frac{kg}{m^3} \cdot 4,65 \frac{l}{min} \cdot \frac{1 min}{60 s} \cdot \frac{m^3}{1000 l} \\ &= 8,525 \times 10^{-5} \frac{kg}{s}\end{aligned}$$

b. Aliran Udara Pembakaran

Perhitungan udara dan solar pada *single fuel* dan *dual fuel* menggunakan persamaan yang sama. Pengukuran aliran udara masuk dilakukan dengan menggunakan pitot-static tube yang dihubungkan dengan incline manometer menggunakan persamaan berikut, yaitu:

$$\begin{aligned}V_{udara} &= \sqrt{\frac{2(\rho_{redoil} \cdot g \cdot h_{udara})}{\rho_{udara}}} \\ V_{udara} &= \sqrt{\frac{2(\rho_{H_2O} \cdot SG_{redoil} \cdot g \cdot \Delta h)}{\rho_{udara}}} \\ V_{udara} &= \sqrt{\frac{2(\rho_{H_2O} \cdot SG_{redoil} \cdot g \cdot 2L \sin 10)}{\rho_{udara}}} \\ V_{udara} &= \sqrt{\frac{2 \times (999 \frac{kg}{m^3}) \times 0,827 \times 9,81 \frac{m}{s^2} \times 2 \times 0,0011 \times \sin 10)}{1,1447 \frac{kg}{m^3}}} \\ V_{udara} &= 3,14 \frac{m}{s}\end{aligned}$$

Kecepatan fluida yang diukur dengan menggunakan *pitot static tube* merupakan kecepatan maksimal dari fluida yang melewati pipa. Dalam kasus ini fluida yang dimaksud adalah udara. Selanjutnya untuk mencari kecepatan rata-rata aliran udara diperlukan perhitungan *reynold number* untuk mengetahui aliran tersebut *laminar* atau bahkan *turbulent*.

$$Re_{V_{max}} = \frac{\rho_{udara} \cdot V_{max} \cdot D}{\mu_{air}}$$

diketahui,

- $D = 0.03675\text{m}$
- $\rho_{udara} = 1,1447 \text{ Kg/m}^3$
- $\mu_{udara} = 1,8 \times 10^{-5} \text{ N.s/m}^2$

$$Re_{V_{max}} = \frac{\left(1,1447 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) \times \left(3,14 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right) \times (0.03675\text{m})}{0,018^{-3} \frac{\text{Ns}}{\text{m}^2}}$$

$$Re_{V_{max}} = 7725,504 \text{ (Aliran Turbulent)}$$

Faktor koreksi berdasarkan bilangan turbulent diatas, Fox and McDonald's[16] yaitu:

Untuk $Re_{V_{max}} > 4000$ Maka digunakan

$$\frac{\bar{V}}{V_{max}} = \frac{2n^2}{(n+1)(2n+1)}$$

$$n = -1.7 + 1.8 \log(7725,504)$$

$$n = 5,29$$

$$\frac{\bar{V}}{V_{max}} = \frac{2 \times 5,29^2}{(5,29 + 1)(2 \times 5,29 + 1)}$$

$$\frac{\bar{V}}{V_{max}} = 0,76$$

maka besar kecepatan rata-rata sebagai berikut :

$$\bar{V} = 0,76 v_{udara}$$

$$\bar{V} = 0,76 \times 3,14$$

$$\bar{V} = 2,37 \frac{m}{s}$$

Dengan mengetahui kecepatan udara maka nilai dari laju massa aliran udara (air mass flowrate) dapat diketahui dengan persamaan sebagai berikut :

$$\begin{aligned}\dot{m}_{udara} &= \rho_{udara} \cdot A_{udara} \cdot \bar{V}_{udara} \\ \dot{m}_{udara} &= 1,1447 \frac{kg}{m^3} \cdot \left(\frac{\pi}{4} \times 0,03675^2 \right) m^2 \cdot 2,37 \frac{m}{s} \\ &= 0,005544 \frac{kg}{s}\end{aligned}$$

c. Massa Alir Biodiesel

Untuk menghitung laju aliran bahan bakar biodiesel (biodiesel *mass flowrate*) digunakan persamaan sebagai berikut :

$$\dot{m}_{biodiesel} = \frac{m_{biodiesel}}{t_{biodiesel}} \frac{kg}{s}$$

menghitung massa biodiesel

$$\begin{aligned}\dot{m}_{biodiesel} &= \rho_{biodiesel} \left(\frac{kg}{m^3} \right) \cdot V_{biodiesel} (m^3) \\ \dot{m}_{biodiesel} &= \rho_{H_2O} \cdot SG_{biodiesel} \cdot V_{biodiesel} \\ \dot{m}_{biodiesel} &= 999 \left(\frac{kg}{m^3} \right) \cdot 0,87 \cdot 0,00001 (m^3) \\ &= 0,0087 \text{ kg}\end{aligned}$$

Mass flowrate biodiesel untuk pengujian *dual fuel* dengan beban 2000 w :

$$\begin{aligned}\dot{m}_{biodiesel} &= \frac{m_{biodiesel}}{t_{biodiesel}} \frac{kg}{s} \\ \dot{m}_{biodiesel} &= \frac{0,0087 \frac{kg}{s}}{56,34 \frac{s}{s}} \\ &= 0,000154 \frac{kg}{s}\end{aligned}$$

4.3.1 Perhitungan Daya

Daya mesin merupakan daya yang diberikan untuk mengatasi beban yang diberikan. Daya yang dihasilkan pada mesin diesel dikopel dengan generator listrik dapat dihitung berdasarkan beban pada generator listrik dan dinyatakan sebagai daya efektif pada generator (N_e), yang mana satuannya dalam bentuk kilowatt. Hubungan tersebut dinyatakan dengan persamaan dibawah ini :

$$N_e = \frac{V.I.\cos\phi}{\eta_{gen} \cdot \eta_{transmisi} \cdot 1000} \text{ KW}$$

dengan:

- N_e : Daya mesin (W)
- V : Tegangan listrik (Volt)
- I : Arus listrik (Ampere)
- η_{gen} : Effisiensi mekanisme generator (0,9)
- $\eta_{transmisi}$: Effisiensi transmisi (0,95)
- $\cos \theta$: Faktor daya listrik ($\cos \phi$) = 1

Daya untuk percobaan *dual-fuel* biodiesel dengan beban 2000 watt dengan menggunakan *venturi mixer* berdiameter 17,6 mm (2 lubang) :

$$N_e = \frac{V.I.\cos\phi}{\eta_{gen} \cdot \eta_{transmisi} \cdot 1000}$$

$$N_e = \frac{220.9.1.1}{0.9 \cdot 0.95 \cdot 1000} \text{ kW}$$

$$= 2,342 \text{ kW}$$

4.3.2 Perhitungan Torsi

Perhitungan torsi menggunakan rumusan sebagai berikut :

$$M_t = \frac{60000.N_e}{2.3,14.n} \text{ N.m}$$

dengan:

$$\begin{aligned} Mt &: \text{Torsi (N.m)} \\ Ne &: 2,342 \text{ kW} \\ n &: 2000 \text{ rpm} \end{aligned}$$

Torsi untuk pengujian *dual fuel* dengan pembebanan 2000 watt dengan menggunakan *venturi mixer* berdiameter 17,6 mm (2 lubang) :

$$M_t = \frac{60000.N_e}{2.3,14.n} \text{ N.m}$$

$$M_t = \frac{60000.2,342}{2.3,14.2000} \text{ N.m}$$

$$M_t = 11,186 \text{ N.m}$$

4.3.3 Perhitunga Tekanan Efektif Rata-rata (BMEP)

Perhitungan tekanan efektif rata-rata menggunakan rumusan sebagai berikut :

$$bmep = \frac{NexZx60}{A x l x n x i} \text{ (N/m}^2\text{)}$$

dengan:

$$\begin{aligned} Ne &: \text{Daya poros mesin (kW)} \\ A &: \text{Luas penampang piston (m}^2\text{)} \\ L &: \text{Panjang langkah piston (m)} \\ i &: \text{Jumlah silinder} \\ n &: \text{putaran mesin diesel (rpm)} \\ z &: 1 \text{ (mesin 2 langkah) atau 2 (mesin 4 langkah)} \end{aligned}$$

Untuk pengujian *dual fuel* solar dengan pembebanan 2000 watt dengan menggunakan *venturi mixer* berdiameter 17,6 mm (2 lubang) :

$$bmep = \frac{60000.2.N_e}{A.l.n.i} \text{ pa}$$

$$bmep = \frac{60000.2.2,342}{1.353.2000.0,5} \text{ pa}$$

$$bmep = 3793,263 \text{ pa}$$

4.3.4 Perhitungan Spesific Suel Consumption

Perhitungan *spesific fuel consumption* menggunakan rumusan sebagai berikut :

$$sfc_{single} = \frac{3600.\dot{m}_{biodiesel}}{N_e}$$

dengan :

$$\begin{aligned} N_e &: 2,342 \text{ kW} \\ \dot{m}_{bb} &: 0,000153 \text{ kg/jam} \\ 1 \text{ jam} &: 3600 \text{ s} \end{aligned}$$

Untuk perhitungan *single fuel* dengan pembebanan 2000 watt :

$$\begin{aligned} sfc_{single} &= \frac{3600.\dot{m}_{biodiesel}}{N_e} \\ sfc_{single} &= \frac{3600.0,000153}{2,342} \\ sfc_{single} &= 0.273 \frac{\text{kg}}{\text{KW h}} \end{aligned}$$

Untuk pembebanan *spesific fuel consumption dual fuel* menggunakan rumusan sebagai berikut, dengan pengujian pada pembebanan 2000 watt dengan menggunakan *venturi mixer* berdiameter 17,6 mm (2 lubang) :

$$sfc_{dual} = \frac{(\dot{m}_{biodiesel} + \dot{m}_{syngas}).3600}{N_e}$$

dengan:

$$\begin{aligned} N_e &: \text{Daya poros mesin (kW).} \\ \dot{m}_{syngas} &: \text{Pemakaian bahan bakar syngas per jam (kg/s).} \\ \dot{m}_{biodiesel} &: \text{Pemakaian bahan bakar biodisel per jam(kg/s).} \end{aligned}$$

$$sfc_{dual} = \frac{(0,000153 + 0,00008525) \cdot 3600}{2,342}$$

$$sfc_{dual} = 0,404 \frac{kg}{kw \cdot h}$$

Besarnya pergantian syngas terhadap bahan bakar solar pada pembebanan 2000 watt dengan menggunakan *venturi mixer* berdiameter 17,6 mm (2 lubang) :

$$\%BB_{biodiesel} \text{ tersubsitisi} = \frac{\dot{m}_{biodiesel \text{ single}} - \dot{m}_{biodiesel \text{ dual}}}{\dot{m}_{biodiesel \text{ single}}} \times 100\%$$

dengan :

$$\dot{m}_{biodieseldual} : 0,000178 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{biodieselsingle} : 0,000414 \text{ kg/s}$$

$$\%BB_{biodiesel} \text{ tersubsitisi} = \left(\frac{0,000414 - 0,000178}{0,000414} \right) \times 100\%$$

$$\%BB_{biodiesel} \text{ tersubsitisi} = 57.113\%$$

4.3.5 Perhitungan Rasio Udara-Bahan Bakar (AFR)

Untuk mendapatkan pembakaran yang ideal maka diperlukan rasio udara bahan bakar yang tepat. Maka rasio udara-bahan bakar yang didapatkan adalah sebagai berikut :

- Untuk *dual-fuel* pada pembebanan 2000 watt dengan menggunakan *venturi mixer* berdiameter 17,6 mm (2 lubang) :

$$AFR = \frac{\dot{m}_{udara}}{\dot{m}_{biodiesel} + \dot{m}_{syngas}}$$

dengan :

$$\begin{aligned}\dot{m}_{biodieselsingle} &: 0.000414 \text{ kg/s} \\ \dot{m}_{syngas} &: 8,525 \times 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{s}}\end{aligned}$$

$$AFR = \frac{0,0051 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{(0,000178 + 0,00008525) \frac{\text{kg}}{\text{s}}}$$

$$AFR = 19,406$$

4.3.6 Perhitunga Effisiensi *Thermal*

a. η_{th} *Dual-Fuel*:

Untuk *dual-fuel* pada pembebanan 2000 watt dengan menggunakan *venturi mixer* berdiameter 17,6 mm (2 lubang) :

$$\eta_{th} = \left(\frac{Ne}{((\dot{m}_{syngas} \cdot LHV_{syngas}) + (\dot{m} \cdot LHV_{biodiesel \text{ dual}}))} \right) 100\%$$

dengan :

$$\begin{aligned}Ne &: 2,342 \text{ kW} \\ \dot{m}_{biodiesel \text{ dual}} &: 0,000178 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \\ \dot{m}_{syngas} &: 0,00008525 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \\ Q_{biodiesel} &: 37144 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\ Q_{syngas} &: 3980 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\end{aligned}$$

$$\eta_{th} = \left(\frac{2,342 \text{ kW}}{\left(\left(0,00008525 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 3980 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) + \left(0,000178 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 37144 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \right)} \right) 100\%$$

$$\eta_{th} = 33,609\%$$

4.3.7. Perhitungan Energi Per Siklus

Nilai dari energi persiklus pada pada putaran 2000rpm pembebanan 100% dengan venture mixer berdiameter throat 17,6 mm dengan 2 lubang masukan *syngas* adalah sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \text{Energi per siklus} = & \left(\frac{20^\circ CA}{720^\circ CA} \times \frac{1min}{2000} \times \frac{60}{1} \times \dot{m}_{bb} LHV_{biodiesel} \right) \\ & + \left(\frac{160^\circ CA}{720^\circ CA} \times \frac{1min}{2000} \times \frac{60}{1} \times \dot{m}_{bb} \times LHV_{syngas} \right) \end{aligned}$$

dengan :

Durasi injeksi	: $20^\circ CA$
1 siklus 4 langkah	: $720^\circ CA$
1 menit	: 60 detik
Putaran mesin	: 2000 rpm
Bukaan katup inlet	: $160^\circ CA$
$LHV_{biodiesel}$: $37144 \frac{kJ}{kg}$
LHV_{syngas}	: $3980 \frac{kJ}{kg}$

$$\begin{aligned} \text{Energi per siklus} = & \left(\frac{20^\circ CA}{720^\circ CA} \times \frac{1min}{2000} \times \frac{60}{1} \times \dot{m}_{bb} \times 37144 \frac{kJ}{kg} \right) + \\ & \left(\frac{160^\circ CA}{720^\circ CA} \times \frac{1min}{2000} \times \frac{60}{1} \times \dot{m}_{bb} \times 3980 \frac{kJ}{kg} \right) \end{aligned}$$

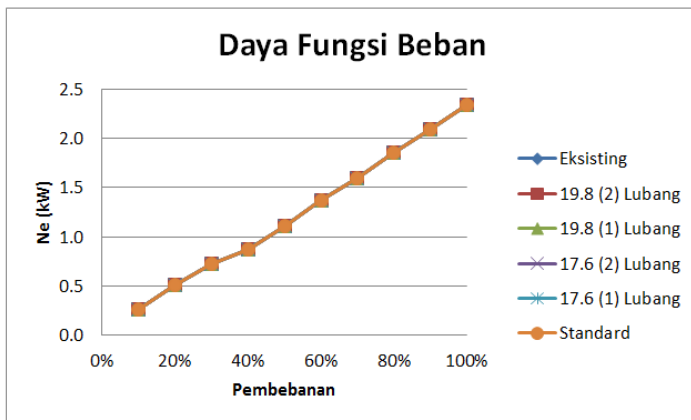
$$\text{Energi per siklus} = 0,00789 \text{ kJ}$$

4.4. Analisa unjuk kerja

4.4.1. Analisa Daya

Daya adalah ukuran kemampuan mesin untuk

menghasilkan kerja persatuan waktu yang dinyatakan dalam kilowatt (KW). Berikut adalah grafik daya terhadap pembebanan beban untuk *single fuel* dan *dual fuel*. Unit generator-set bekerja dengan menghasilkan tegangan listrik dimana putaran generator harus dijaga konstan pada 2000 rpm untuk mendapatkan tegangan listrik tetap, sementara pada saat beban listrik ditambah maka akan menyebabkan putaran generator yang diputar oleh mesin diesel akan turun. Putaran tersebut diperoleh dengan melakukan kontrol pada jumlah bahan bakar biodiesel yang diinjeksikan ke dalam ruang bakar melalui mekanisme *governor*. Setiap penambahan beban listrik, maka jumlah bahan bakar biodiesel yang diinjeksikan ke dalam ruang bakar semakain banyak untuk menjaga putaran mesin konstan.



Gambar 4.2 Gambar Grafik Daya Fungsi Beban Listrik

Pada mekanisme sistem *dual fuel*, untuk mendapatkan putaran generator yang konstan pada 2000 rpm jumlah biodiesel yang diinjeksikan diatur oleh *throtel* manual mesin. Grafik nilai daya diatas mempunyai *Trend* nilai daya naik seiring dengan meningkatnya nilai beban yang diterima. Hal ini terjadi karena

dengan bertambahnya beban listrik maka jumlah biodiesel yang diinjeksikan kedalam ruang bakar akan lebih banyak untuk menjaga putaran *engine* tetap konstan, karena pada saat beban listrik ditambah maka beban putaran generator bertambah berat dan putaran *engine* turun. Putaran *engine* tersebut dinaikkan kembali, dengan melakukan control pada jumlah bahan bakar biodiesel yang diinjeksikan kedalam ruang bakar melalui mekanisme pompa injeksi biodiesel yang diatur oleh *governor*.

Berdasarkan grafik daya fungsi beban yang terlihat, besarnya nilai daya yang diperlukan akan naik dengan bertambahnya beban listrik yang diberikan sebagai kompensasi bertambahnya bahan bakar yang masuk ke ruang bakar.

Secara perumusan dibawah ini:

$$Ne = \frac{V.I.\cos\phi}{\eta_{gen} \cdot \eta_{transmisi} \cdot 1000} \text{ kW}$$

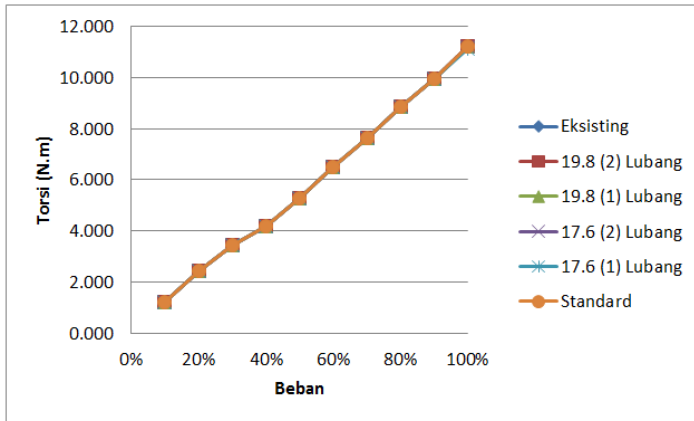
Dari perumusan diatas, apabila nilai V (tegangan), $\cos \phi$, η_{gen} dan $\eta_{transmisi}$ bernilai tetap maka nilai Ne akan sebanding dengan nilai I (arus listrik). Hal ini menunjukkan bahwa dengan nilai V (tegangan), $\cos \phi$, η_{gen} dan $\eta_{transmisi}$ yang tetap maka dengan semakin bertambahnya beban yang diberikan akan menyebabkan tingginya arus listrik (I) yang dibutuhkan, sehingga daya yang diperlukan juga akan naik. Idealnya untuk putaran mesin konstan daya akan sebanding dengan bertambahnya beban

4.4.2 Analisa Torsi

Torsi merupakan ukuran kemampuan dari mesin untuk menghasilkan kerja. Torsi dari mesin berguna untuk mengatasi hambatan sewaktu beban diberikan ke poros mesin. Sehingga dapat disimpulkan, bahwa torsi akan semakin besar apabila beban yang diberikan juga semakin besar.

Berikut adalah grafik torsi terhadap penambahan beban

untuk *single-fuel* dan *dual-fuel* :



Gambar 4.3 Grafik Torsi Fungsi Beban Listrik

Grafik torsi mesin fungsi beban listrik ini memiliki karakteristik yang sama dengan grafik daya efektif, yaitu nilai torsi meningkat seiring dengan meningkatnya beban yang diterima mesin. Pada pengujian kali ini putaran mesin berputar secara stasioner, maka perubahan nilai torsi bergantung variasi daya efektif yang pada akhirnya bentuk grafik yang ditunjukkan oleh grafik daya efektif fungsi beban listrik.

Secara perumusan di bawah ini:

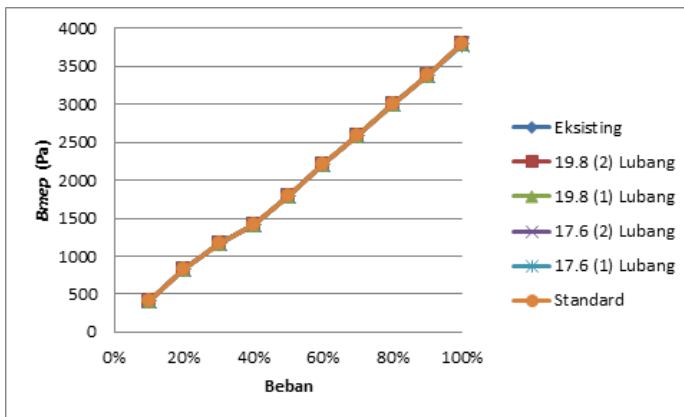
$$M_t = \frac{60000 \cdot Ne}{2.3,14 \cdot n} N.m$$

Besarnya nilai torsi bergantung pada nilai daya (Ne) dan putaran mesin (n). Dalam pengujian penelitian ini, putaran mesin dijaga konstan sehingga perubahan nilai torsi bergantung pada variasi besarnya nilai daya mesin dan pada akhirnya bentuk grafik yang ditunjukkan kurang lebih sama dengan bentuk grafik yang ditunjukkan oleh grafik daya fungsi beban listrik, semakin besar daya yang diberikan mesin, maka torsi yang dihasilkan akan mempunyai kecenderungan untuk semakin besar.

Berdasarkan grafik torsi fungsi beban, untuk pembebanan yang sama antara *single-fuel* dan *dual-fuel*, nilai torsi hampir tidak ada perubahan. Hal ini sesuai dengan perumusan dari torsi apabila putaran mesin dijaga konstan.

4.4.3 Analisa *Brake Mean Effective Pressure* (BMEP)

Brake Mean Effective Pressure atau tekanan efektif rata-rata didefinisikan sebagai tekanan tetap rata-rata teoritis yang bekerja sepanjang langkah kerja piston sehingga menghasilkan daya yang sama dengan daya poros efektif. Besarnya tekanan yang dialami piston berubah-ubah sepanjang langkah piston tersebut. Jika diambil tekanan berharga konstan yang bekerja pada piston dan menghasilkan kerja yang sama, maka tekanan tersebut merupakan tekanan efektif rata-rata piston.



Gambar 4.4 Grafik Tekanan Efektif Rata-rata Fungsi Beban Listrik

Berdasarkan grafik *bmeep* fungsi beban diatas, terlihat bahwa nilai *bmeep* mempunyai kecenderungan naik seiring dengan bertambahnya beban. Hal ini berlaku terhadap semua pengujian, baik yang *single-fuel* maupun *dual-fuel*.

Dari grafik bmep fungsi beban diatas juga terlihat nilai *bmep* untuk semua pengujian (*single-fuel* dan *dual-fuel*) dan pada pembebanan yang sama, nilai *bmep* tidak berbeda jauh. Hal ini sesuai dengan perumusan *bmep*. Nilai *bmep* didapat melalui persamaan:

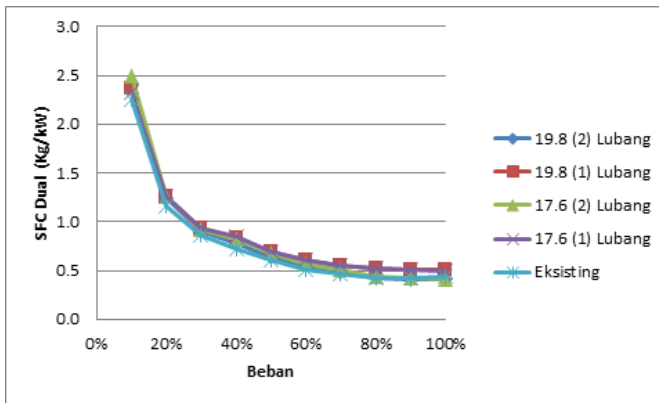
$$bmep = \frac{NexZx60}{A x l x n x i} \text{ (N/m}^2\text{)}$$

Berdasarkan perumusan di atas dapat dilihat bahwa variabel yang mempengaruhi perubahan nilai *bmep* adalah daya mesin (*Ne*), sementara variabel yang lain bernilai konstan termasuk putaran mesin (*n*). Sehingga pada semua pengujian, nilai *Ne* untuk beban yang sama akan mempunyai nilai yang tidak jauh berbeda selama putaran mesin konstan.

Besar nilai antara daya, torsi, dan tekanan efektif mempunyai trend grafik yang sama. Hal ini di pengaruhi oleh *governor* yang ada pada mesin diesel, yang mana fungsi dari *governor* itu adalah sebagai pengontrol sumber energi ke penggerak utama untuk mengontrol daya. Sehingga apabila putaran pada mesin diesel dijaga konstan kemudian beban ditambahkan maka yang akan terjadi adalah nilai dari daya, torsi dan tekanan efektif rata-rata mengalami kenaikan.

4.4.4 Analisa *Spesific fuel consumption* dan Subtitusi

Specific Fuel Consumption didefinisikan sebagai jumlah bahan bakar yang dikonsumsi mesin untuk menghasilkan daya efektif 1 kW selama 1 jam. Berikut adalah grafik *sfc* dari mesin diesel *dual fuel* berbahan bakar biodiesel dan *syngas* hasil gasifikasi *municipal solid waste* (MSW) dari masing-masing variasi diameter *throat* pada *venturi mixer* yakni *venturi mixer* ber diameter *throat* 17,6 mm ; 19,8 mm dan 22 mm dengan 2 lubang masukan *syngas* serta *venturi mixer* dengan diameter 17,6 mm ; dan 19,8 mm dengan 1 lubang masukan *syngas* hasil gasifikasi.



Gambar 4.5 Grafik *Spesific Fuel Consumption Dual Fuel* fungsi Beban Listrik

Semakin banyak bahan bakar *syngas* yang dimasukkan pada ruang bakar, semakin sedikit biodiesel yang diinjeksikan. Penambahan *massflowrate syngas* yang keluar dari reaktor melalui *mixer venturi* menyebabkan semakin banyak *syngas* yang masuk kedalam ruang pembakaran. Maka dari itu nilai dari *sfc* semakin bertambah. Persamaan *sfc* secara umum sebagai berikut:

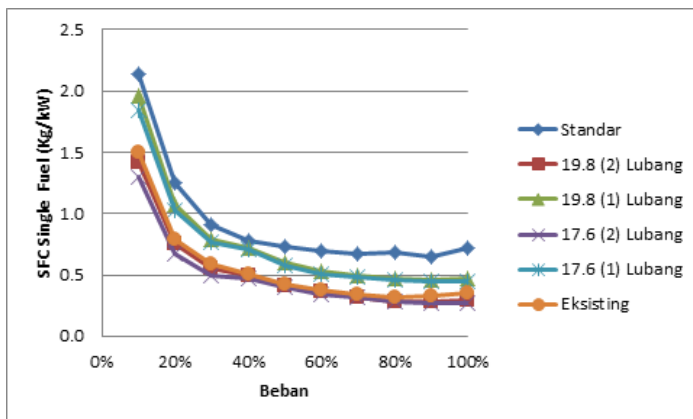
$$sfc_{dual} = \frac{3600x(\dot{m}_{syngas} + \dot{m}_{biodiesel})}{Ne}$$

Berdasarkan grafik *sfc* fungsi beban, nilai *sfc* untuk semua pengujian mengalami penurunan dengan bertambahnya pembebanan. Untuk pengujian *single fuel* penurunan nilai *sfc* dengan penambahan beban terjadi karena massa bahan bakar biodiesel selalu konstan sementara waktu konsumsi bahan bakar semakin sedikit saat beban listrik ditambah. Jadi dengan bertambahnya beban (hambatan), torsi mesin harus diperbesar dengan cara menaikkan tekanan di ruang bakar (*bmp*).

Sedangkan naiknya tekanan di ruang bakar terjadi ketika terdapat lebih banyak bahan bakar yang dibakar di dalam ruang bakar.

Demikian pula saat penggunaan *syngas*, ketika konsumsi *syngas* di jaga konstan untuk setiap pembebanan, *mass flowrate syngas* tidak berubah. Dengan bertambahnya jumlah *syngas* sesuai variasi penggunaan *venturi mixer* secara langsung akan mengakibatkan waktu yang diperlukan untuk konsumsi bahan bakar biodiesel juga akan menjadi semakin lama. Namun, seiring dengan penambahan beban dan *mass flowrate syngas* yang konstan, waktu konsumsi biodiesel akan menurun. Hal ini mengakibatkan nilai *sfc* juga menurun dengan penambahan beban, pada tekanan yang sama.

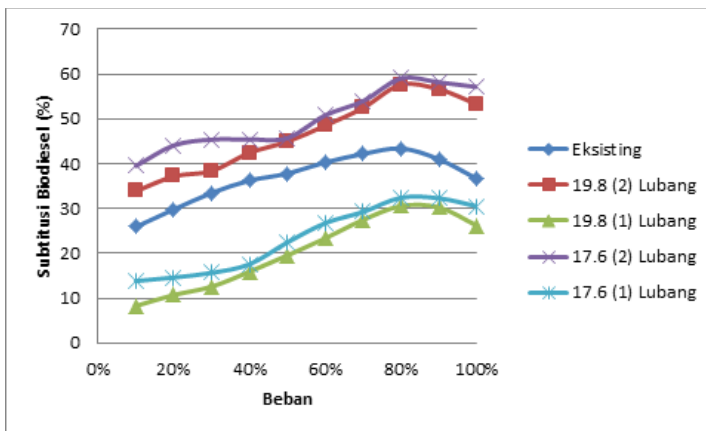
Untuk besaran pembebanan yang sama, nilai *sfc* semakin turun seiring dengan bertambahnya tekanan *syngas*. Hal ini disebabkan karena dengan penambahan *syngas* akan menyebabkan *mass flowrate syngas* naik dan *mass flowrate biodiesel* semakin turun. Berdasarkan perumusan *sfc*, *mass flowrate syngas* yang semakin bertambah akan menyebabkan *sfc* turun. Dengan naiknya *massflowrate syngas*, *mass flowrate biodiesel* akan turun dan faktor ini lah yang menyebabkan *sfc* turun.



Gambar 4.6 Grafik *Spesifik Fuel Consumption Single Fuel*

Biodiesel Fungsi Beban Listrik

Pada gambar 4.6 ditunjukkan perbandingan konsumsi bahan bakar spesifik biodiesel saja untuk *single fuel* dan pada saat *dual fuel* dioperasikan. Dari grafik tersebut dapat dilihat bahwa secara umum konsumsi biodiesel *dual* mengalami penurunan dari kondisi berbahan bakar biodiesel *single*. Dengan adanya penambahan jumlah *syngas* yang masuk ke dalam ruang bakar melalui variasi tekanan *syngas*, berarti jumlah *syngas* yang masuk ke ruang bakar dapat menggantikan sejumlah bahan bakar biodiesel untuk mendapatkan daya yang dibutuhkan untuk mengatasi beban listrik. (Gambar 4.7)

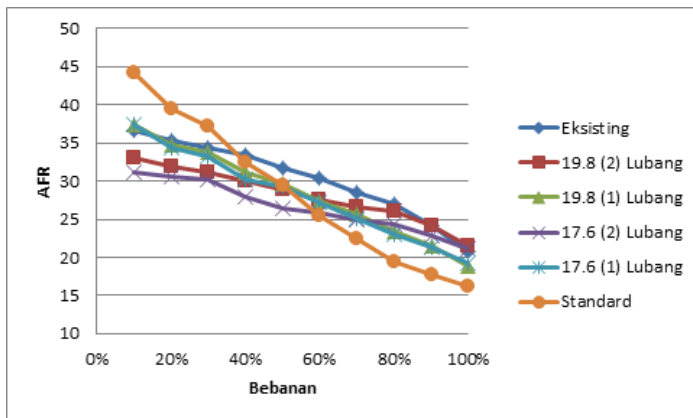


Gambar 4.7 Grafik Konsumsi Pergantian Biodiesel oleh *Syngas* Fungsi Beban Listrik

4.4.5 Analisa rasio udara-bahan bakar

Pada grafik 4.8 terlihat pada penggunaan *venture mixer* berdiameter *throat* 19,8 mm dengan 1 lubang masukan *syngas* merupakan kondisi afr terendah, sedangkan penggunaan *venture mixer* berdiameter *throat* 17,6 mm dengan 2 lubang masukan *syngas* merupakan kondisi tertinggi. Hal ini memperlihatkan

bahwa jumlah bahan bakar lebih banyak dari pada jumlah udara yang masuk. Sehingga menyebabkan campuran kaya bahan bakar. Untuk kondisi *single* menurut Heywood [19]., idealnya *AFR* untuk mesin diesel berada dalam kisaran $18 \leq AFR \leq 80$. Hal ini berarti pengujian *single-fuel* sudah memenuhi syarat *AFR* mesin diesel standar.

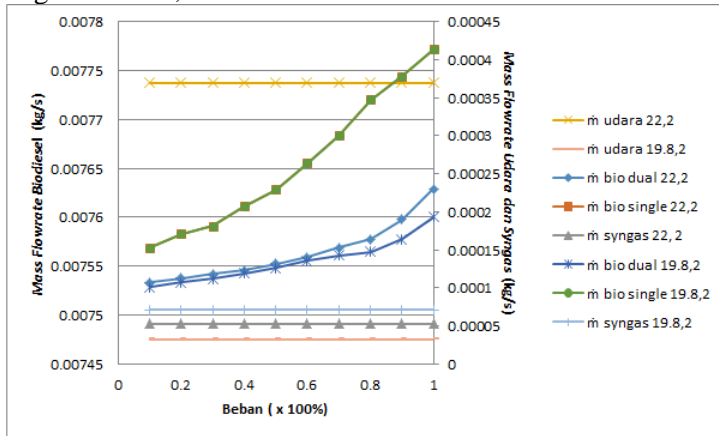


Gambar 4.8 Grafik Air Fuel Ratio Fungsi Beban Listrik

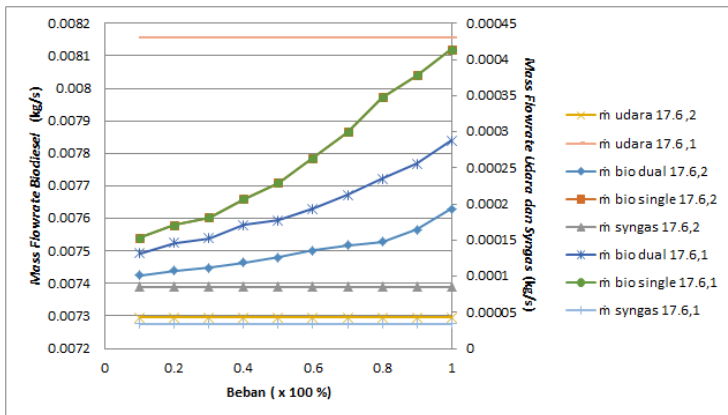
Pada setiap variasi *diameter throat* menunjukkan trend grafik yang menurun, hal ini disebabkan karena *mass flow rate* dari setiap *diameter throat* mengalami penurunan nilai, sehingga *afr* nilainya menurun. Ini terjadi karena jumlah bahan bakar meningkat sedangkan jumlah udara yang masuk tetap.

Penggunaan *venturi mixer* dengan *diameter throat* yg lebih kecil pada setiap variasinya akan meningkatkan *mass flowrate* syngas masuk ke mesin diesel *dual fuel* sebagai akibat dari efek *venturi* dimana terjadi penurunan tekanan pada *throat* sehingga mengurangi proporsi udara bebas yang masuk. Sementara disisi lain penambahan beban akan meningkatkan jumlah bahan bakar biodiesel yang diinjeksikan ke ruang bakar agar menjaga putaran engine tetap konstan, seperti ditunjukkan

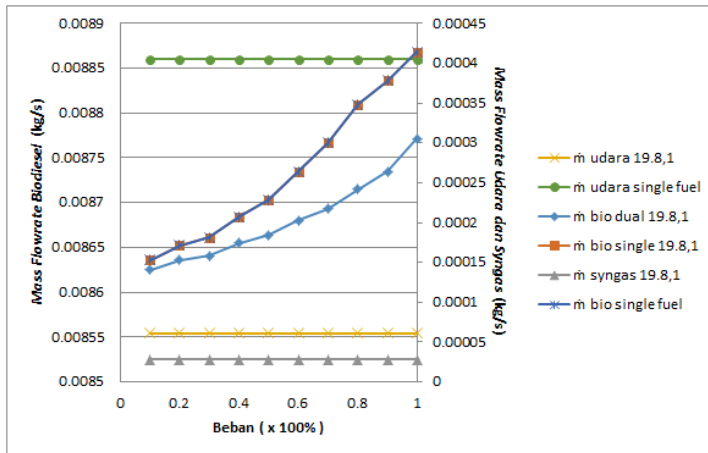
oleh gambar 4.9 ; 4.10 dan 4.11 berikut :



Gambar 4.9 Grafik Perbandingan Debit Udara, dan Bahan Bakar Pada Setiap Pembebanan Dengan Variasi Diameter *Throath* 22 mm dan 19,8 mm Dengan 2 Lubang Masukan *Syngas*.



Gambar 4.10 Grafik Perbandingan Debit Udara, dan Bahan Bakar Pada Setiap Pembebanan Dengan Variasi Diameter *Throath* 17,6 mm Dengan 2 Lubang Masukan *Syngas* dan 17,6 mm Dengan 1 Lubang Masukan *Syngas*



Gambar 4.11 Grafik Perbandingan Debit Udara, dan Bahan Bakar Pada Setiap Pembebanan Dengan variasi Diameter *Throath* 19,8 mm Dengan 1 Lubang Masukan *Syngas* Serta Standar *Single Fuel*.

Pada grafik diatas angka 17.1,6 dan seterusnya diartikan sebagai venturi mixer dengan diameter 17.6 mm dan memiliki 2 lubang masukan *syngas*. Pengantian biodiesel oleh *syngas* yang konstan pada setiap tekanan tidak cukup untuk memenuhi asupan bahan bakar yang dibutuhkan oleh mesin diesel dengan kecepatan konstan dan beban bertambah. Hal ini dapat dibuktikan dengan rumus sebagai berikut :

$$AFR = \frac{m_{udara}}{m_{solar}}$$

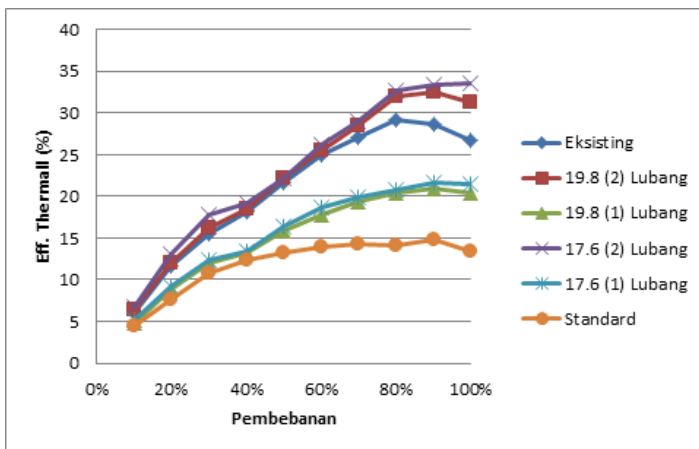
Sedangkan untuk *AFR dual fuel* sebgai berikut :

$$AFR = \frac{m_{udara}}{m_{solar} + m_{syngas}}$$

Bertambahnya beban listrik menyebabkan AFR berkurang, hal ini disebabkan karena pada ruang bakar, bahan bakar menjadi semakin kaya dan kekurangan asupan udara sehingga bahan bakar tercampur tidak stoikiometri, hal ini disebabkan untuk mengatasi penambahan beban, mesin harus menghasilkan daya yang besar pula. Daya yang membesar ini dihasilkan dari pembakaran bahan bakar yang sempurna antara campuran udara dan bahan bakar.

4.4.6 Analisa Efisiensi Thermal

Effisiensi thermal adalah perbandingan antara bahan bakar yang dapat diubah menjadi energi. Berikut adalah gambar dari grafik efisiensi thermal:



Gambar 4.12 Grafik Effisiensi *Thermal* Fungsi Beban Listrik

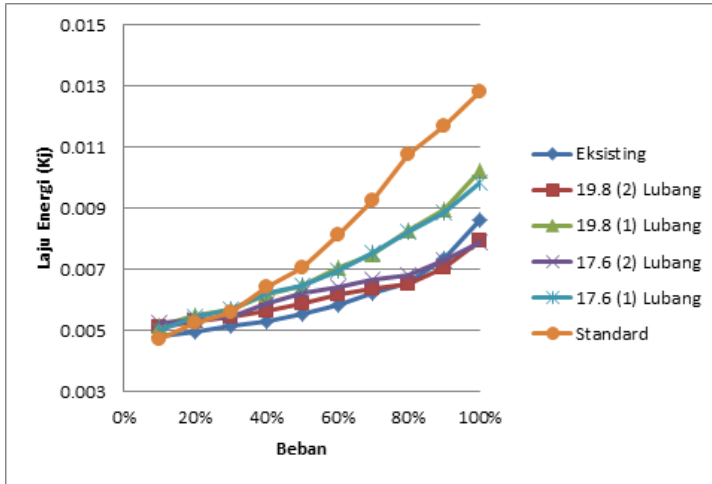
Rumusan efisiensi *thermal* sebagai berikut :

$$\eta_{th} = \frac{N_e}{\left(m_{solar} \times LHV_{solar} + m_{syngas} \times LHV_{syngas} \right)} \times 100\%$$

Dari grafik diatas dapat dilihat dan dipahami bahwa faktor yang membuat nilai efisiensi termal semakin naik adalah laju aliran massa *syngas* dan nilai ini mempengaruhi nilai effisiensinya yang semakin naik. LHV dan *mass florate syngas* yang rendah dan LHV biodiesel dengan *mass flowrate* yang tinggi mengakibatkan nilai pembanding dari rumus diatas mengalami penurunan. Hal ini dapat terlihat saat pembebanan pada penggunaan *venturi mixer* dengan diameter *throath* 17,6 mm (2 lubang masukan *syngas*) sampai dengan penggunaan *venturi mixer* dengan diameter *throath* 19,8 mm (1 lubang masukan *syngas*) yang mengalami kenaikan efisiensi thermal, sehingga pembakaran cukup optimal.

4.4.7 Analisa Jumlah Energi per Siklus

Energi persiklus dalam hal ini dapat diartikan sebagai energi umpan yang dibutuhkan dalam setiap siklus kerja dari sistem motor pembakaran dalam mesin diesel *dual fuel*. Berikut adalah grafik energi per siklus terhadap pembebanan dari masing-masing variasi diameter *throath* pada *venturi mixer*, diantaranya adalah *venturi mixer* berdiameter *throath* 17,6 mm; 19,8 mm dan 22 mm dengan 2 lubang (atau disebut eksisting) masukan *syngas* hasil gasifikasi serta *venturi mixer* berdiameter *throath* 17,6 mm dan 19,8 mm dengan 1 lubang masukan *syngas* hasil gasifikasi *municipal solid waste* (MSW).



Gambar 4.13 Grafik Jumlah Energi Per Siklus Fungsi Beban Listrik

Dari grafik di atas menunjukkan peningkatan energi per siklus pada laju alir massa syngas yang lebih kecil, hal ini diakibatkan oleh peningkatan konsumsi biodiesel, dimana bio diesel memiliki nilai LHV yang jauh lebih besar daripada syngas. Sehingga dengan peningkatan konsumsi biodiesel akan meningkatkan energi persiklus lebih banyak, hal ini sesuai dengan perumusan energi per siklus:

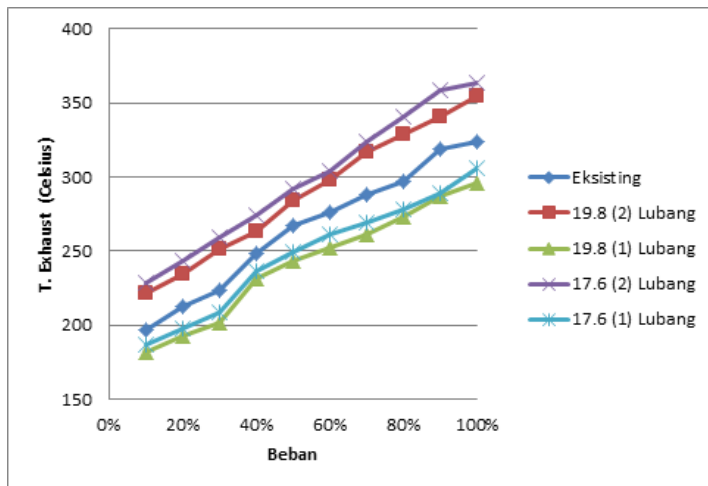
$$\begin{aligned}
 \text{Energi per siklus} = & \left(\frac{20^\circ CA}{720^\circ CA} \times \frac{1 \text{ min}}{2000} \times \frac{60}{1} \times \dot{m}_{bb} \times \right. \\
 & \left. LHV_{biodiesel} \right) + \left(\frac{160^\circ CA}{720^\circ CA} \times \frac{1 \text{ min}}{2000} \times \frac{60}{1} \times \dot{m}_{bb} \times LHV_{syngas} \right)
 \end{aligned}$$

Dari grafik ini pula didapatkan nilai laju energy pada pengoperasian *dual fuel*. Hal ini disebabkan untuk setiap siklus pada setiap daya yang sama dengan adanya penambahan gas menyebabkan proses pencampuran bahan bakar menjadi lebih

baik, sehingga untuk setiap siklus yang sama, kebutuhan energi yang digunakan untuk proses pembakaran menjadi lebih baik untuk pembebanan yang sama pada setiap siklusnya.

4.4.8 Analisa temperatur gas buang

Grafik di bawah menunjukkan pengaruh laju alir massa *syngas* terhadap temperatur gas buang setiap kenaikan beban listrik. Grafik dibawah memiliki trend meningkat seiring besarnya penambahan beban, dapat digambarkan bahwa adanya peningkatan temperatur gas buang terhadap kenaikan beban, yang disebabkan bertambahnya jumlah energi input ke dalam ruang bakar untuk memberikan daya mesin terhadap kenaikan beban listrik. Temperature gas buang diukur dengan menggunakan *thermocouple* yang diletakkan kedalam knalpot.



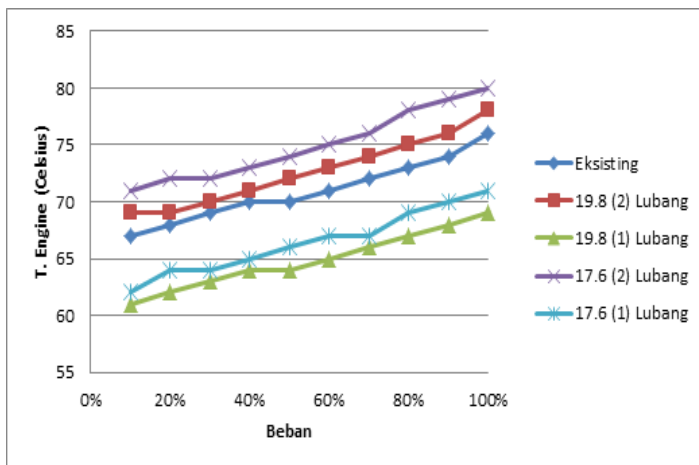
Gambar 4.14 Grafik Perubahan Temperatur Gas Buang Fungsi Beban

Analisa yang dipahami dari gambaran tersebut adalah bahwa penambahan energi input ke dalam ruang bakar dengan cara menambah kuantitas bahan bakar membuat semakin banyak

energi yang dikonversi menjadi energi panas melalui proses pembakaran dalam ruang bakar. Dan penambahan bahan bakar gas akan semakin meningkatkan suhu pembakaran dikarenakan bahan bakar gas tidak memerlukan kalor laten untuk merubah fase dari cair menjadi gas untuk terbakar.

4.4.9. Analisa Temperatur Mesin

Data yang diambil untuk temperature gas buang didukung dengan data yang diambil dengan temperatur mesin. Pengukuran temperature mesin ini menggunakan *thermocouple* yang ditempelkan di *dinding cylinder block*.



Gambar 4.15 Grafik Temperatur Mesin Fungsi Beban Listrik

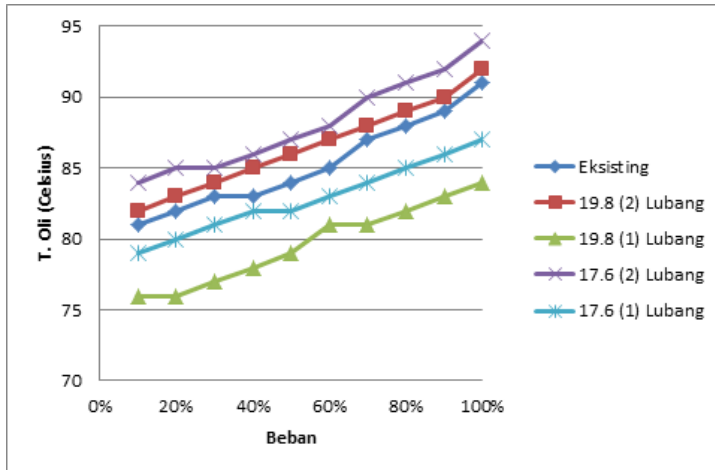
Gambar diatas menunjukkan grafik temperatur *engine* terhadap beban. Dapat dilihat bahwa semua kondisi grafik pada gambar diatas memiliki *trend* yang sama, yaitu terjadi kenaikan temperatur seiring beban mesin. Hal ini dapat dijelaskan bahwa semakin meningkatnya beban, maka jumlah laju aliran bahan bakar utamanya biodiesel yang masuk keruang bakar akan

semakin banyak, hal ini mengakibatkan panas pembakaran yang dilepas ke dinding silinder juga semakin banyak, akibatnya temperature *engine* meningkat. selanjutnya ketika dimasukkan bahan bakar *syngas* akan meningkatkan nilai *LHV* bahan bakar menjadi naik yang mengakibatkan pembakaran diruang bakar menjadi lebih besar ke dinding silinder.

4.4.10. Analisa Temperatur Oli

Gambar 4.16 di bawah ini menunjukkan grafik temperatur oli fungsi beban, pada masing-masing variasi *venturi mixer*. Dari gambar dibawah dapat dilihat bahwa trend dari grafik dibawah, yaitu terjadi kenaikan temperatur seiring beban mesin. Semakin meningkatnya beban, maka jumlah bahan bakar yang disuplai keruang bakar akan semakin banyak, sehingga panas pembakaran yang dilepas ke dinding silinder lalu diserap oli juga semakin banyak, sehingga temperature minyak pelumas naik.

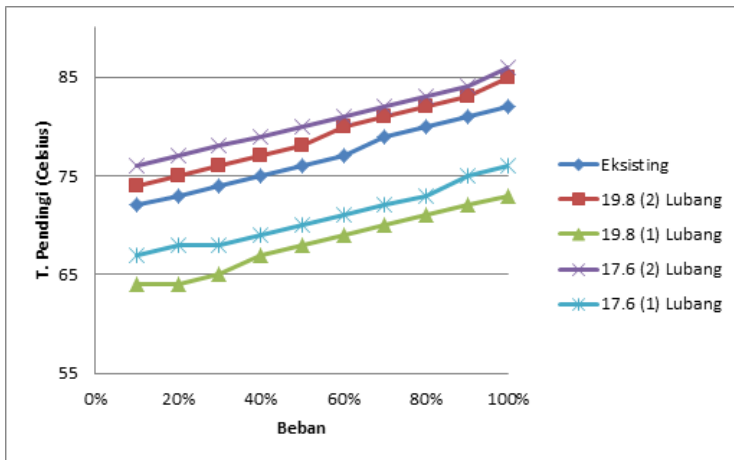
Semakin meningkatnya beban, maka jumlah bahan bakar yang masuk keruang bakar akan semakin banyak hal semakin banyaknya bahan bakar diperlukan untuk menjaga putaran mesin agar tetap konstan seiring bertambahnya pembebanan pada motor listrik oleh lampu pijar yang dinyalakan , hal ini mengakibatkan panas pembakaran yang dilepas ke dinding silinder juga semakin banyak, sehingga temperatur *engine* meningkat. Dan ketika dimasukkan bahan bakar *syngas* maka nilai *LHV* bahan bakar menjadi naik, disamping itu karakteristik bahan bakar *syngas* yang memiliki kalor laten rendah dan homogenitas yang tinggi dengan udara sehingga mengakibatkan pembakaran diruang bakar menjadi lebih sempurna, hal ini menyebabkan pelepasan kalor akan menjadi lebih besar ke dinding silinder kemudian diserap oli yang mengalami sirkulasi juga semakin banyak selanjutnya secara langsung mengakibatkan temperatur oli meningkat.



Gambar 4.16 Grafik Temperature Oli Fungsi Beban Listrik

4.4.11 Analisa Temperatur Cairan Pendingin

Gambar 4.17 menunjukkan grafik temperatur cairan pendingin terhadap beban. Semua kondisi grafik pada gambar diatas memiliki trend yang sama, yaitu terjadi kenaikan temperature seiring beban mesin. Semakin meningkatnya beban, maka jumlah bahan bakar yang disuplai keruang bakar akan semakin banyak jumlah bahan bakar yang meningkat ini untuk meningkatkan pembakaran guna menjaga agar putaran mesin tetap kostan seiring meningkatnya pembebanan pada motor listrik oleh lampu pijar yang dinyalakan, semakin banyaknya bahan bakar yang disuplai keruang bakar mengakibatkan semakin banyak nya kalor yang dilepaskan pada proses pembakaran diruang bakar, selanjutnya panas pembakaran tersebut mengenai dinding silinder dan menyebabkan panas pembakaran yang dilepas ke dinding silinder diserap cairan pendingin yang bersirkulasi mengelilingi ruang bakar juga semakin banyak, sehingga temperatur cairan pendingin meningkat.



Gambar 4.17 Grafik Temperatur pendingin Fungsi Beban Listrik

Semakin meningkatnya beban, maka jumlah bahan bakar yang masuk keruang bakar akan semakin banyak, sehingga panas pembakaran yang dilepas ke dinding silinder juga semakin banyak, sehingga temperatur engine meningkat. Dan ketika dimasukkan bahan bakar syngas maka nilai LHV bahan bakar menjadi naik yang mengakibatkan pembakaran diruang bakar menjadi lebih besar, sehingga pelepasan kalor akan menjadi lebih besar ke dinding silinder yang menyebabkan penyerapan panas ke cairan pendingin juga semakin banyak yang membuat temperatur cairan pendingin naik.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1. Kesimpulan

Dari hasil penelitian ini dan serangkaian pengujian yang dilakukan, dapat ditarik kesimpulan sebagai berikut :

1. Pada saat pengoprasiannya sistem *dual fuel* biodiesel dan *syngas* dengan menggunakan *venturi mixer* dengan diameter 17.6 mm dengan 2 lubang *inlet syngas*, dapat mensubstitusi penggunaan biodiesel sebesar 59,016 %.
2. Hasil menunjukkan bahwa dengan penggunaan *venturi mixer* dengan diameter *throath* 17,6 mm dengan 2 lubang *inlet syngas* dapat mengurangi konsumsi biodiesel rata-rata 49,919% dari kondisi standar
3. Pada *venturi mixer* dengan diameter 17.6 mm dengan 2 lubang *inlet* pemasukan *syngas*, nilai *specific fuel consumption* (sfc) biodiesel rata-rata mengalami penurunan sebesar 48,051 % dibandingkan *standard single fuel*.
4. Pada *venturi mixer* dengan diameter 17.6 mm dengan 2 lubang *inlet syngas*, nilai *specific fuel consumption* (sfc) solar pada sistem *dual fuel* mengalami kenaikan rata-rata sebesar 8,408% dari nilai *specific fuel consumption* (sfc) biodiesel pada diameter *throath eksisting*.
5. Efisiensi thermal (η_{th}) mesin pada sistem *dual fuel* dengan variasi diameter *throath* sebesar 17,6 mm dengan 2 lubang *inlet* pemasukan *syngas*, mengalami kenaikan rata-rata sebesar 96,052% dari efisiensi thermal (η_{th}) pada sistem *single fuel*.
6. Efisiensi thermal (η_{th}) mesin pada sistem *dual fuel* dengan variasi diameter *throath* sebesar 17,6 mm dengan 2 lubang *inlet* pemasukan *syngas*, mengalami kenaikan

rata-rata sebesar 11% dari efisiensi thermal (η_{th}) pada variasi diameter *throath eksisting*.

7. *Air fuel ratio (AFR)* dengan variasi diameter *throath* sebesar 17,6 mm dengan 2 lubang masukan *inlet syngas*, pada sistem dual fuel mengalami kenaikan rata-rata sebesar 11,545% dari *Air fuel ratio (AFR)* pada sistem *single fuel*.
8. Nilai dari energy rata-rata per siklus pada sistem dual fuel pada *venturi mixer* dengan diameter 17.6 mm dengan 2 lubang *inlet syngas*. mengalami kenaikan 20,875% dari kondisi standar biodiesel *single fuel*.
9. Nilai dari energy rata-rata per siklus pada sistem dual fuel Pada *venturi mixer* dengan diameter 17.6 mm dengan 2 lubang *inlet syngas*. mengalami penurunan 4,628% dari variasi diameter *throath eksisting*.

5.2. Saran

Adapun saran dari pengujian adalah sebagai berikut :

1. Kestabilan kualitas dari *syngas* harus dijaga sehingga hasil yang didapatkan dapat maksimal.
2. Ada baiknya bila Tugas Akhir ini dikembangkan dikemudian hari dengan melibatkan analisis pemodelan (fluent/ansys)
3. Perlunya memiliki alat pembersih tar dan penurunan kadar uap air pada *syngas*.

DAFTAR PUSTAKA

- [1]Adieq, A. 2016. **Studi Eksperimental Pengaruh Air Fuel Ratio Proses Gasifikasi Briket Municipal Solid Waste Terhadap Unjuk Kerja Gasifier Tipe Downdraft.** Tugas Akhir. Jurusan Teknik Mesin ITS, Surabaya.
- [2]Azimov, U., Tomita, E., Kawahara, N. and Harada, Y. 2011. **Effect of Syngas Composition on Combustion and Exhaust Emission Characteristics in A Pilot-Ignited Dual-Fuel Engine Operated in PREMIER Combustion Mode,** International Journal of Hydrogen Energy, vol. 36, no. 18.
- [3]Bedoya, I.D. 2009. **Effect of Mixing System and Pilot Fuel Quality on Diesel-Biogas Dual Fuel Engine Performance,** Bioresearch Technology, Colombia.
- [4]Bhakti, Hendra., 2016 **Studi Eksperimental Pengaruh Penambahan Sistem Ceratan pada Gasifikasi Biomassa Briket Municipal Solid Waste Terhadap Performa Gasifier Tipe Downdraft.** Tugas Akhir. Jurusan Teknik Mesin ITS, Surabaya.
- [5]Budi, Ari. 2013. *Karakterisasi unjuk kerja mesin diesel generator set sistem dual fuel solar dan biogas dengan penambahan fan udara sebagai penyuplai udara.* Tugas Akhir. Jurusan Teknik Mesin ITS, Surabaya.
- [6]Heywood, J.B. 1988. **Internal Combustion Engine,** Mc.Graw Hill, London.
- [7] Kawano, D.S. 2014. **Motor Bakar Torak (Diesel).** Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS, Surabaya.
- [8]Mathur, M.L.,& Sharma, R.P. 1980. **A Course in Internal Combustion Engine 3rd edition,** Dhanpat Rai & Sons, Nai Sarak, Delhi.
- [9]Nasution, A.S. 2010. **Proses Pembuatan Bahan Bakar Bensin dan Solar Ramah Lingkungan,** Pusat

penelitian dan pengembangan teknologi minyak dan gas bumi, Jakarta.

- [10]Novrezeki, J. 2010. **Desain mekanisme sistem dual fuel dan uji unjuk kerja motor diesel stasioner menggunakan gas hasil gasifikasi dan minyak solar.** Tugas Akhir. Jurusan Teknik Mesin ITS, Surabaya.
- [11]N.Tippawong, A., Promwungkwa, P., Rerkkriangkrai. 2006. **Long-term Operation of A Small Biogas/Diesel Dual-Fuel Engine for On-Farm Electricity Generation,** Chiang Mai University, Thailand.
- [12]Reader, M.J. 2015. **Orifice Plates and Venturi Tubes.** New York: Springer.
- [13]Reader, M.J. Brunton, W.C. Gibson, J.J. Hodges, D. Nicholson, I.G. 2001. "Discharge coefficients of Venturi Tubes With Standard and Non-standard Convergent Angles". **Flow Measurement and Instrumentation** 12, 135–145.
- [14]Rizkal, A. 2016. **Karakterisasi Unjuk Kerja Diesel Engine Generator Set Sistem Dual Fuel Solar -Syngas Hasil Gasifikasi Briket Municipal Solid Waste (MSW) Secara Langsung.** Tugas Akhir. Jurusan Teknik Mesin ITS, Surabaya.
- [15]Robert W. Fox, Alan T. McDonald, Philip J.Pritchard. 2010. **Introduction to Fluid Mechanics 7th edition,** John Wiley & Sons, Denver.
- [16]Tammam. 2012. **Karakterisasi unjuk kerja mesin diesel generator set sistem dual fuel solar dan snygas batubara.** Tesis. Jurusan Teknik Mesin ITS, Surabaya.
- [17]Slawomir L. 2008. **Attempt to Compare Basic Combustion Parameters of A Dual-Fuel Compression Ignition Engine for Various Main Fuels and Their Delivery Modes,** Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Krakowskiej.
- [18]Sudarmanta, B. **Dual Fuel Engine Performance Using Biodisel and Syngas from Rice Husk Dowbdraft**

Gasification for Power Generation, International Seminar on Sustainable Biomass Production and Utilization: Challenges and Opportunities.

[19]Suyitno, T. 2007. **Teknologi Gasifikasi Biomasa untuk Penyediaan Listrik dan Panas Skala Kecil Menengah**. Dalam Kumpulan Potret Hasil Karya IPTEK. UNS Press. Surakarta.

[20]Zaki, S.A.,2016.Efek Venturi, <URL;[http://https://id.wikipedia.org/wiki/Efek Venturi](http://https://id.wikipedia.org/wiki/Efek_Venturi)>

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

Lampiran 1
Data Pengujian

LEMBAR DATA PENGUJIAN *DUAL FUEL* EKSISTING (2 LUBANG PEMASUKAN SYNGAS)

pembebanan	beban	arus (A)	tegangan (V)	waktu konsumsi (sekon)	m syngas kg/s	m bio diesel kg/s
10%	200	1	220	81	5.31667E-05	0.00011
20%	400	2	220	77	5.31667E-05	0.00011
30%	600	2.8	220	73.5	5.31667E-05	0.00012
40%	800	3.4	220	70.7	5.31667E-05	0.00012
50%	1000	4.3	220	66	5.31667E-05	0.00013
60%	1200	5.3	220	62	5.31667E-05	0.00014
70%	1400	6.2	220	57	5.31667E-05	0.00015
80%	1600	7.2	220	53	5.31667E-05	0.00016
90%	1800	8.1	220	47	5.31667E-05	0.00019
100%	2000	9.1	220	43	5.31667E-05	0.00023

m bio diesel single kg/s	daya	torsi(Mt)	BMEP	sfc Standart	sfc bio	sfc dual	kebutuhan bio
0.000153	0.257	1.229	416.842	2.029	1.503	2.247	70.201
0.000171	0.515	2.458	833.684	1.186	0.790	1.162	66.074
0.000181	0.720	3.442	1167.158	0.887	0.591	0.857	65.396
0.000207	0.875	4.179	1417.263	0.731	0.506	0.725	59.447
0.000229	1.106	5.286	1792.421	0.675	0.429	0.602	57.563
0.000264	1.364	6.515	2209.263	0.621	0.370	0.511	53.152
0.0003	1.595	7.621	2584.421	0.595	0.344	0.464	50.877
0.000348	1.853	8.850	3001.263	0.571	0.319	0.422	47.170
0.000378	2.084	9.956	3376.421	0.557	0.328	0.420	50.265
0.000414	2.342	11.186	3793.263	0.564	0.354	0.435	55.556
				0.842	0.554	0.785	57.570

AFR	bio tersubstitusi	eff termal	T.engine	T.exhaust	T.oil	T. water	energi persiklus
36.625	29.799	6.095	67	197	81	72	0.00482
35.395	33.926	11.620	68	213	82	73	0.00499
34.285	34.604	15.566	69	223	83	74	0.00516
33.373	40.553	18.216	70	248	83	75	0.00530
31.792	42.437	21.575	70	267	84	76	0.00557
30.394	46.848	25.050	71	276	85	77	0.00584
28.577	49.123	27.033	72	288	87	79	0.00622
27.062	52.830	29.271	73	297	88	80	0.00657
24.185	49.735	28.592	74	319	89	81	0.00738
20.769	44.444	26.683	76	324	91	82	0.00861
30.246	42.430	20.970					0.00605

DIAMETER THROATH 19,8 mm *DUAL FUEL* (2 LUBANG PEMASUKAN SYNGAS)

pembebanan	beban	arus (A)	tegangan V	waktu konsumsi biodiesel	m _{syngas}	m bio diesel	m bio diesel single kg/s
10%	200	1	220	86	7.05833E-05	0.000101	0.000153
20%	400	2	220	81	7.05833E-05	0.000107	0.000171
30%	600	2.8	220	78	7.05833E-05	0.000112	0.000181
40%	800	3.4	220	73	7.05833E-05	0.000119	0.000207
50%	1000	4.3	220	69	7.05833E-05	0.000126	0.000229
60%	1200	5.3	220	64	7.05833E-05	0.000136	0.000264
70%	1400	6.2	220	61	7.05833E-05	0.000143	0.0003
80%	1600	7.2	220	59	7.05833E-05	0.000147	0.000348
90%	1800	8.1	220	53	7.05833E-05	0.000164	0.000378
100%	2000	9.1	220	45	7.05833E-05	0.000193	0.000414

daya	torsi(Mt)	BMEP	sfc Standart	sfc bio	sfc dual	Substitusi	kebutuhan bio
0.2573	1.229	416.842	2.029	1.415	2.403	33.881	66.119
0.5146	2.458	833.684	1.186	0.751	1.245	37.189	62.811
0.7205	3.442	1167.158	0.887	0.557	0.910	38.377	61.623
0.8749	4.179	1417.263	0.731	0.490	0.781	42.426	57.574
1.1064	5.286	1792.421	0.675	0.410	0.640	44.940	55.060
1.3637	6.515	2209.263	0.621	0.359	0.545	48.509	51.491
1.5953	7.621	2584.421	0.595	0.322	0.481	52.459	47.541
1.8526	8.850	3001.263	0.571	0.287	0.424	57.627	42.373
2.0842	9.956	3376.421	0.557	0.284	0.405	56.574	43.426
2.3415	11.186	3793.263	0.564	0.297	0.406	53.301	46.699
			0.842	0.517	0.824	46.528	53.472

AFR	eff termal	T.engine	T.exhaust	T.oil	T. water	energi persiklus
33.078	6.329	69	221	82	74	0.005
31.917	11.975	69	234	83	75	0.005308
31.193	16.187	70	251	84	76	0.005436
29.938	18.477	71	263	85	77	0.005673
28.886	22.167	72	284	86	78	0.005886
27.508	25.456	73	298	87	80	0.006191
26.646	28.460	74	317	88	81	0.006398
26.055	32.024	75	329	89	82	0.006548
24.202	32.539	76	341	90	83	0.007065
21.526	31.265	78	355	92	85	0.007968
28.095	22.488					0.006

DIAMETER THROATH 17,6 mm *DUAL FUEL*
(2 LUBANG PEMASUKAN SYNGAS)

pembebanan	beban	arus (A)	tegangan (V)	waktu konsumsi (sekon)	m _{syngas} kg/s	m _{bio diesel} kg/s
10%	200	1	220	94	0.00008525	0.000093
20%	400	2	220	91	0.00008525	0.000096
30%	600	2.8	220	88	0.00008525	0.000099
40%	800	3.4	220	77	0.00008525	0.000113
50%	1000	4.3	220	70	0.00008525	0.000124
60%	1200	5.3	220	67	0.00008525	0.000130
70%	1400	6.2	220	63	0.00008525	0.000138
80%	1600	7.2	220	61	0.00008525	0.000143
90%	1800	8.1	220	55	0.00008525	0.000158
100%	2000	9.1	220	49	0.00008525	0.000178

m _{bio diesel single} kg/s	daya	torsi(Mt)	BMEP	sfc Standart	sfc bio	sfc dual	kebutuhan bio
0.000153	0.257	1.229	416.842	2.029	1.295	2.488	60.492
0.000171	0.515	2.458	833.684	1.186	0.669	1.265	55.909
0.000181	0.720	3.442	1167.158	0.887	0.494	0.920	54.621
0.000207	0.875	4.179	1417.263	0.731	0.465	0.816	54.583
0.000229	1.106	5.286	1792.421	0.675	0.404	0.682	54.273
0.000264	1.364	6.515	2209.263	0.621	0.343	0.568	49.186
0.0003	1.595	7.621	2584.421	0.595	0.312	0.504	46.032
0.000348	1.853	8.850	3001.263	0.571	0.277	0.443	40.984
0.000378	2.084	9.956	3376.421	0.557	0.273	0.420	41.847
0.000414	2.342	11.186	3793.263	0.564	0.273	0.404	42.887
				0.842	0.480	0.851	50.081

AFR	bio tersubstitusi	eff termal	T.engine	T.exhaust	T.oil	T. water	energi persiklus
31.181	39.508	6.754	71	228	84	76	0.00526
30.654	44.091	13.118	72	243	85	77	0.00536
30.112	45.379	17.815	72	259	85	78	0.00546
27.967	45.417	19.149	73	274	86	79	0.00589
26.458	45.727	22.180	74	292	87	80	0.00624
25.774	50.814	26.251	75	304	88	81	0.00642
24.823	53.968	28.999	76	324	90	82	0.00667
24.329	59.016	32.677	78	341	91	83	0.00681
22.774	58.153	33.361	79	359	92	84	0.00729
21.096	57.113	33.609	80	364	94	86	0.00789
26.517	49.919	23.391					0.00633

DIAMETER THROATH 19,8 mm *DUAL FUEL*
(1 LUBANG PEMASUKAN SYNGAS)

pembebanan	beban	arus (A)	tegangan (V)	waktu konsumsi (sekon)	msyngas kg/s	m bio diesel kg/s
10%	200	1	220	62	2.84167E-05	0.000140
20%	400	2	220	57	2.84167E-05	0.000153
30%	600	2.8	220	55	2.84167E-05	0.000158
40%	800	3.4	220	50	2.84167E-05	0.000174
50%	1000	4.3	220	47.23	2.84167E-05	0.000184
60%	1200	5.3	220	43	2.84167E-05	0.000202
70%	1400	6.2	220	40	2.84167E-05	0.000218
80%	1600	7.2	220	36	2.84167E-05	0.000242
90%	1800	8.1	220	33	2.84167E-05	0.000264
100%	2000	9.1	220	28.48	2.84167E-05	0.000305

m bio diesel single kg/s	daya	torsi(Mt)	BMEP	sfc Standart	sfc bio	sfc dual	Substitusi
0.000153	0.257	1.229	416.842	2.029	1.963	2.361	8.286
0.000171	0.515	2.458	833.684	1.186	1.068	1.267	10.742
0.000181	0.720	3.442	1167.158	0.887	0.790	0.932	12.607
0.000207	0.875	4.179	1417.263	0.731	0.716	0.833	15.942
0.000229	1.106	5.286	1792.421	0.675	0.599	0.692	19.561
0.000264	1.364	6.515	2209.263	0.621	0.534	0.609	23.362
0.0003	1.595	7.621	2584.421	0.595	0.491	0.555	27.500
0.000348	1.853	8.850	3001.263	0.571	0.470	0.525	30.556
0.000378	2.084	9.956	3376.421	0.557	0.455	0.504	30.255
0.000414	2.342	11.186	3793.263	0.564	0.470	0.513	26.213
				0.842	0.756	0.879	20.502

kebutuhan bio	AFR	eff termal	T.engine	T.exhaust	T.oil	T. water	energi persiklus
91.714	37.342	4.822	61	182	76	64	0.00514
89.258	34.803	8.883	62	193	76	64	0.00552
87.393	33.768	12.009	63	202	77	65	0.00569
84.058	31.129	13.281	64	231	78	67	0.00618
80.439	29.635	15.883	64	243	79	68	0.0065
76.638	27.308	17.852	65	252	81	69	0.00706
72.500	25.623	19.448	66	261	81	70	0.00753
69.444	23.330	20.357	67	273	82	71	0.00828
69.745	21.575	21.017	68	287	83	72	0.00896
73.787	18.871	20.413	69	296	84	73	0.01025
79.498	28.338	15.397					0.007112

DIAMETER THROATH 17,6 mm *DUAL FUEL*
(1 LUBANG PEMASUKAN SYNGAS)

pembebanan	beban	arus (A)	tegangan (V)	waktu konsumsi (sekon)	risyngas kg/s	m bio diesel kg/s
10%	200	1	220	66	3.42833E-05	0.000132
20%	400	2	220	59.6	3.42833E-05	0.000146
30%	600	2.8	220	57	3.42833E-05	0.000153
40%	800	3.4	220	51	3.42833E-05	0.000171
50%	1000	4.3	220	49	3.42833E-05	0.000178
60%	1200	5.3	220	45	3.42833E-05	0.000193
70%	1400	6.2	220	41	3.42833E-05	0.000212
80%	1600	7.2	220	37	3.42833E-05	0.000235
90%	1800	8.1	220	34	3.42833E-05	0.000256
100%	2000	9.1	220	30.24	3.42833E-05	0.000288

m bio diesel single kg/s	daya	torsi(Mt)	BMEP	sfc Standart	sfc bio	sfc dual	kebutuhan bio
0.000153	0.257	1.229	416.842	2.029	1.844	2.324	90.909
0.000171	0.515	2.458	833.684	1.186	1.021	1.261	86.074
0.000181	0.720	3.442	1167.158	0.887	0.763	0.934	85.965
0.000207	0.875	4.179	1417.263	0.731	0.702	0.843	96.021
0.000229	1.106	5.286	1792.421	0.675	0.578	0.689	85.619
0.000264	1.364	6.515	2209.263	0.621	0.510	0.601	82.222
0.0003	1.595	7.621	2584.421	0.595	0.479	0.556	80.488
0.000348	1.853	8.850	3001.263	0.571	0.457	0.524	79.955
0.000378	2.084	9.956	3376.421	0.557	0.442	0.501	79.412
0.000414	2.342	11.186	3793.263	0.564	0.442	0.495	78.493
				0.842	0.724	0.873	84.516

AFR	bio tersubstitusi	eff termal	T.engine	T.exhaust	T.oil	T. water	energi persiklus
37.321	13.844	5.099	62	187	79	67	0.00504
34.390	14.636	9.236	64	198	80	68	0.00548
33.165	15.673	12.381	64	209	81	68	0.00569
30.258	17.590	13.488	65	236	82	69	0.00624
29.263	22.467	16.405	66	249	82	70	0.00646
27.234	26.768	18.603	67	261	83	71	0.00695
25.150	29.268	19.863	67	269	84	72	0.00753
23.009	32.432	20.855	69	278	85	73	0.00824
21.364	32.306	21.589	70	289	86	75	0.00888
19.253	30.508	21.609	71	306	87	76	0.00987
28.041	23.549	15.913					0.00703859

SINGLE FUEL BIODIESEL

Beban (watt)	V (voltase)	I (ampere)	Waktu (s)	Temperatur		
				Gas Buang	Oli	Pendingin
200	220	1	57	198	70	64
400	220	1.9	51	210	72	65
600	220	2.8	48	216	74	66
800	220	3.7	42	233	76	66
1000	220	4.4	38	248	77	66
1200	220	5.3	33	267	79	70
1400	220	6.2	29	292	81	71
1600	220	7.1	25	315	82	73
1800	220	8.1	23	339	83	74
2000	220	9	21	368	84	77

n (Putaran)	Ne	Mt	bmp	m dot solar	Sfc
2000	0.257	1.229	416.842	0.000153	2.135
2000	0.489	2.335	792.000	0.000171	1.256
2000	0.720	3.442	1167.158	0.000181	0.906
2000	0.952	4.548	1542.316	0.000207	0.783
2000	1.132	5.408	1834.105	0.000229	0.728
2000	1.364	6.515	2209.263	0.000264	0.696
2000	1.595	7.621	2584.421	0.000300	0.677
2000	1.827	8.727	2959.579	0.000348	0.686
2000	2.084	9.956	3376.421	0.000378	0.653
2000	2.316	11.063	3751.579	0.000414	0.644
					0.916

AFR	effisiensi thermal	m dot udara	debit udara	energi per siklus
44.119	4.539	9.870	0.560	0.005
39.475	7.716	10.980	0.550	0.005
37.153	10.702	9.990	0.520	0.006
32.509	12.374	11.960	0.560	0.006
29.413	13.313	10.960	0.570	0.007
25.543	13.926	11.130	0.530	0.008
22.447	14.317	10.160	0.480	0.009
19.351	14.133	10.290	0.490	0.011
17.803	14.834	10.960	0.570	0.012
16.254	15.049	10.990	0.600	0.013
28.407	12.090			0.008

Lampiran 2

Analisa Pemodelan

ANALISA PEMODELAN

Pada penelitian ini *Computation Fluid Dynamics (CFD)* digunakan untuk memprediksi dan mempelajari aliran fluida dan fenomena lainnya dengan menyelesaikan persamaan-persamaan matematika (model matematika). Dengan menggunakan software ini dibuat *virtual prototype* 2D dari beberapa *venturi mixer* dengan variasi diameter throat yang digunakan dalam pengujian unjuk kerja mesin diesel dual fuel biodiesel dan *syngas* hasil gasifikasi *Municipal Solid Waste (MSW)*. Hasil studi numerik ditampilkan secara kualitatif. Penampilan hasil dan pembahasan studi numerik meliputi profil kecepatan (*velocity profile*) dari visualisasi aliran dan vektor kecepatan (*velocity vector*), kontur tekanan aliran (*pressure*) dan kontur turbulensi aliran dan penampang masing-masing venturi.

1. Aliran Fluida Dalam Venturi

Fluida yang melalui *venturi* akan mengalami efek venturi, dimana Efek venturi adalah penurunan tekanan fluida yang terjadi ketika fluida tersebut bergerak melalui pipa menyempit. Kecepatan fluida dipaksa meningkat untuk mempertahankan debit fluida yang sedang bergerak tersebut, sementara tekanan pada bagian sempit ini harus turun akibat pemindahan energi potensial tekanan menjadi energi kinetik.

2. Mekanisme Pemasukan *syngas*

Dalam hal ini pemasukan *syngas* menggunakan model *combustion air gas integration*. Model ini bekerja dengan mencampur udara-bahan bakar gas sebelum memasuki saluran isap atau sebelum memasuki kompresor-*turbocharger*. Tekanan bahan bakar gas yang dibutuhkan diperkirakan sama dengan tekanan udara luar/sekitar, sistem pencampuran dilakukan dengan alat yang dinamakan *mixer* yang diletakkan pada saluran isap motor diesel. *Mixer* tersebut berbentuk venturi dengan 2 lubang masukan (*inlet*) *syngas* dan mekanismenya dengan memanfaatkan

beda tekanan antara tekanan syngas pada reaktor gasifikasi dan area dari leher venturi. Area leher venturi memiliki tekanan yang paling rendah, sehingga memungkinkan gas keluaran pressure regulator masuk ke dalam mixer tersebut.

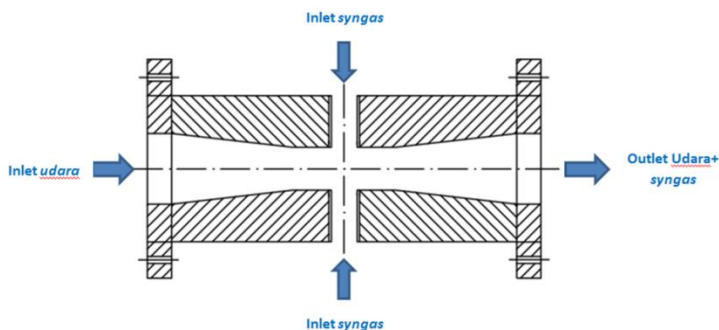
3. Kondisi Batas (*Boundary Conditions*)

Berikut ini adalah beberapa kondisi batas yang tersedia dalam piranti lunak simulasi CFD komersial antara lain:

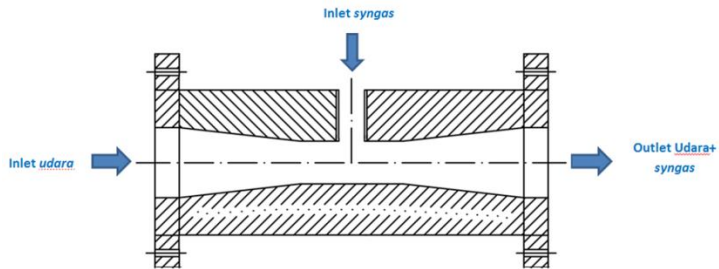
- a. Velocity inlet: kondisi batas ini digunakan untuk mendefinisikan kecepatan aliran, beserta dengan seluruh properti aliran skalar yang relevan pada inlet aliran. Properti total (stagnasi) dari aliran tidak tetap, jadi akan meningkat terhadap nilai apapun yang diperlukan untuk menyediakan distribusi kecepatan yang diinginkan. Kondisi batas ini dimaksudkan untuk aliran incompressible. dan kondisi ini berguna dalam aliran compressible yang akan mengarahkan ke hasil nonfisik.
- b. Out Flow: kondisi batas ini digunakan untuk pemodelan aliran keluar yang mana kecepatan aliran dan tekanannya tidak diketahui sebelum solusi masalah aliran dilakukan. kondisi batas ini tidak dapat digunakan dalam kasus aliran compressible, aliran unsteady dengan densitas bervariasi meskipun merupakan aliran incompressible, dan masalah yang melibatkan kondisi batas pressure inlet.
- c. Wall: Kondisi batas ini digunakan untuk daerah fluida dan padat terikat. Dalam aliran viscous, kondisi batas tanpa slip diberlakukan pada dinding secara default, tetapi dapat juga menentukan komponen kecepatan tangensial dalam hal gerakan translasi atau rotasi dari batas dinding, atau model “slip” dinding dengan menentukan gesekan.

Pendefinisian kondisi batas dari simulasi *venturi mixer* ditunjukkan dalam Gambar 1 dan 2. Gambar 1 adalah

pengkondisian batas untuk variasi *venturi mixer* dengan 2 masukan inlet *syngas* dengan diameter *throat* 22 mm, 19,8 mm dan 17,6 mm. sedangkan gambar 2 adalah pengkondisian untuk variasi *venture mixer* dengan 1 masukan inlet *syngas*. Berdasarkan percobaan pengambilan data yang telah dilakukan sebelumnya, pada variasi *venturi mixer* dengan diameter *throat* 17,6 mm udara masuk kedalam *venturi mixer* pada kecepatan udara 2,2 m/s, dan *massflowrate syngas* sebesar 0,00008525 kg/s, untuk diameter *throat* 19,8 mm dengan 2 lubang masukan *syngas*, udara masuk dengan kecepatan 2,2 m/s dan *massflowrate syngas* 0,00007058 kg/s. Untuk *venture mixer* berdiameter *throat* 22 mm dengan 2 lubang masukan *syngas*, udara masuk dengan kecepatan 2.2 m/s dan *massflowrate* sebesar 0,00005317 kg/s. Selanjutnya untuk *venturi mixer* dengan 1 lubang masukan *syngas* berdiameter *throat* 17,6 mm *massflowrate syngas* masuk sebesar 0,00003428 kg/s dengan kecepatan udara 2,2 m kemudian untuk diameter *throat* 19,8 mm *syngas* masuk dengan *massflowrate* 0,00002841 kg/s dengan kecepatan udara 2.2 m/s. Bahan yang digunakan untuk pembuatan *venture mixer* adalah *commercial steel* dengan *roughness e* sebesar 0,046 mm.



Gambar 1. Kondisi Batas Untuk *Venturi Mixer* Dengan 2 Lubang Masukan *Syngas*

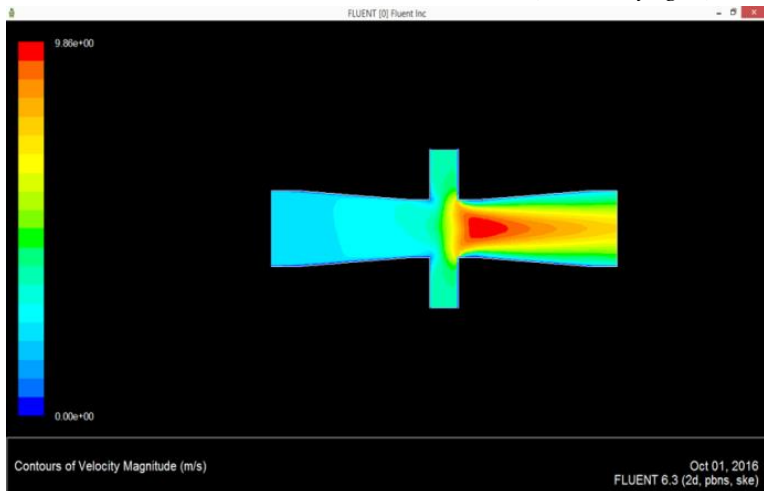


Gambar 2. Kondisi batas untuk *venturi mixer* dengan 1 lubang masukan syngas

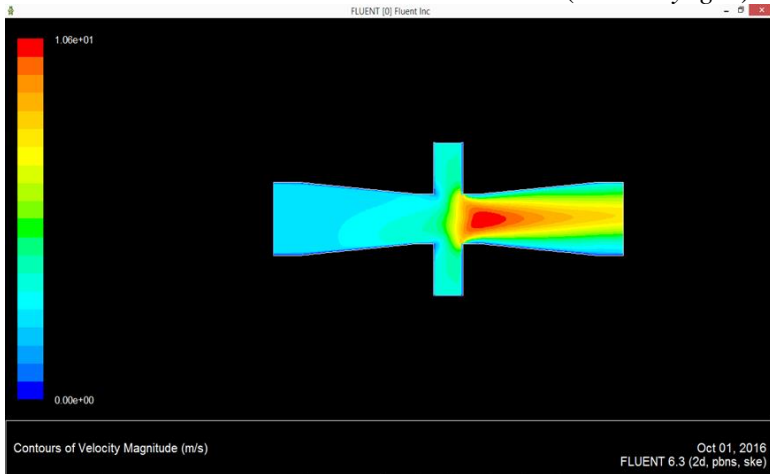
Untuk memverifikasi hasil dari simulasi *venturi mixer* maka digunakan acuan profil aliran sebagai alat visualisasi untuk mengetahui pendekatan hasil simulasi dengan teori yang terdapat dalam literatur. Verifikasi ini digunakan untuk aliran yang terdapat pada inlet gas dan outlet gas.

4. Kontur Kecepatan (*Velocity*)

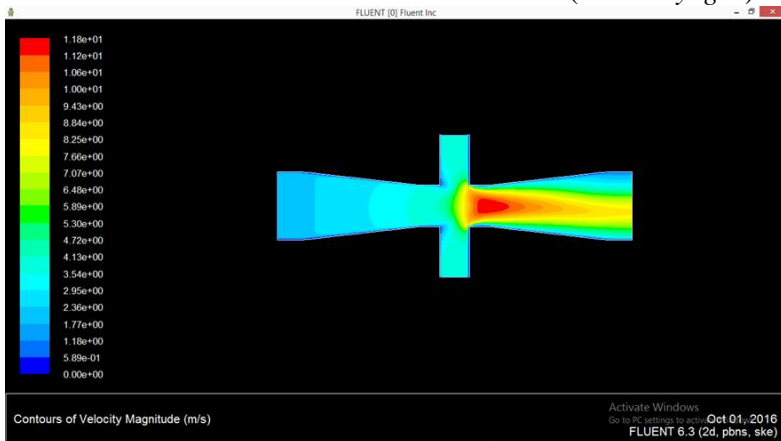
a. *Venturi Mixer Diameter Throat 22 mm (2 Inlet Syngas)*



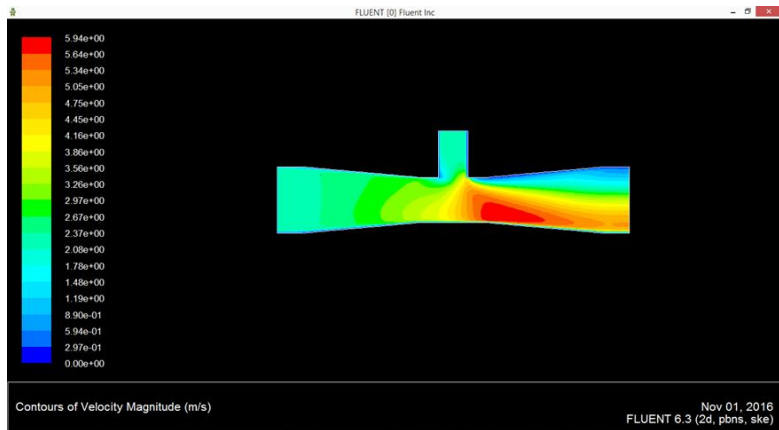
b. *Venturi Mixer Diameter Throat 19.8 mm (2 Inlet Syngas)*



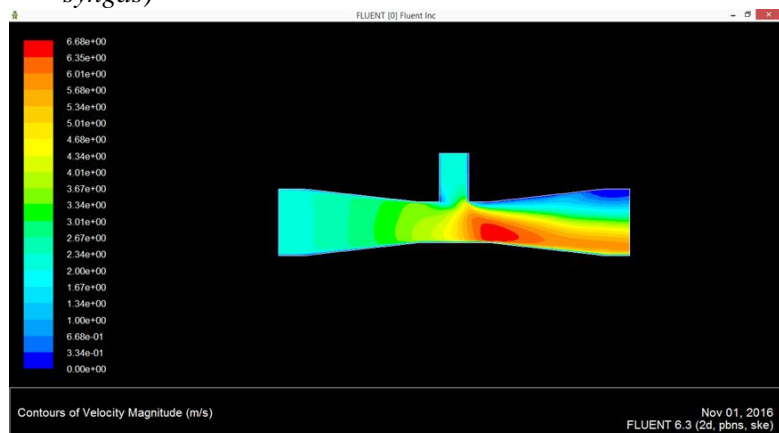
c. *Venturi Mixer Diameter Throat 17.6 mm (2 Inlet Syngas)*



d. *Venturi Mixer Diameter Throat 19.8 mm (1 Inlet Syngas)*



e. *Venturi Mixer Diameter Throat 17.6 mm (1 lubang Inlet syngas)*

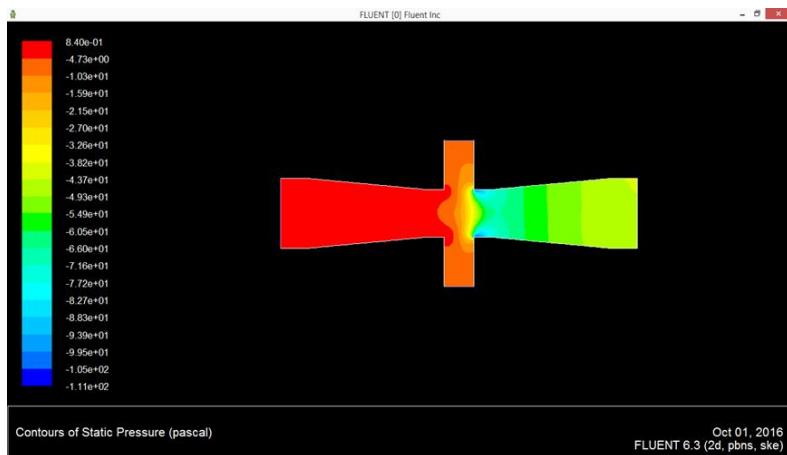


Gambar 3. Kontur Kecepatan Masing-Masing Variasi *Venturi Mixer*

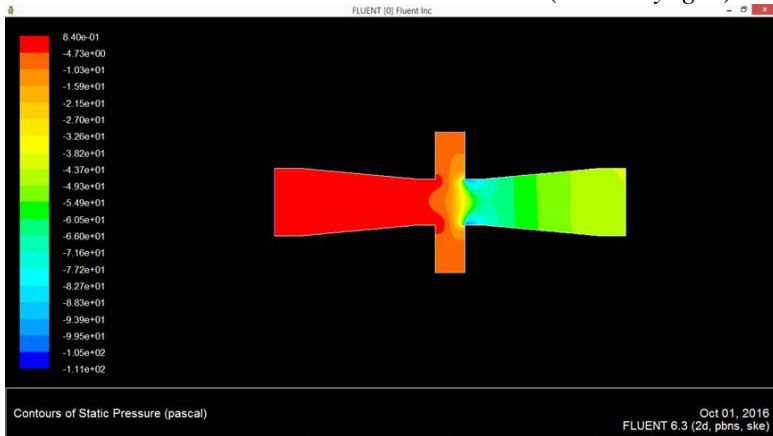
Kontur kecepatan disajikan dalam Gambar 3 dengan satuan m/s^{-1} . Dari kontur yang ada terlihat bahwa sepanjang daerah konvergen kecepatan gas akan meningkat, stabil pada daerah *throat venturi* lalu kemudian mengalami penurunan kecepatan ketika memasuki daerah divergen. Hal tersebut disebabkan adanya pengecilan dan pembesaran penampang venturi mixer venturi. Dari visualisasi diatas, untuk *venturi mixer* berdiameter 17.6 mm kontur kecepatannya cenderung lebih terfokus dan tidak terlalu menyebar dibanding variasi diameter yang lain, dengan demikian laju kecepatan di daerah throath lebih besar dan terjaga.

5. Kontur tekanan

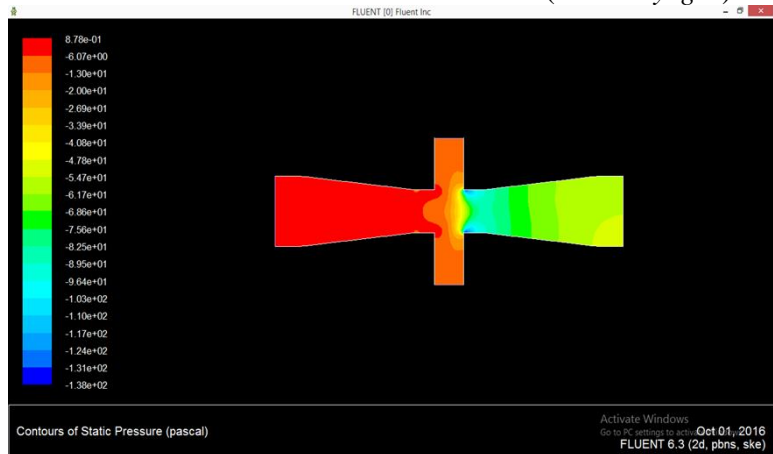
a. *Venturi Mixer Diameter Throat 22 mm (2 Inlet Syngas)*



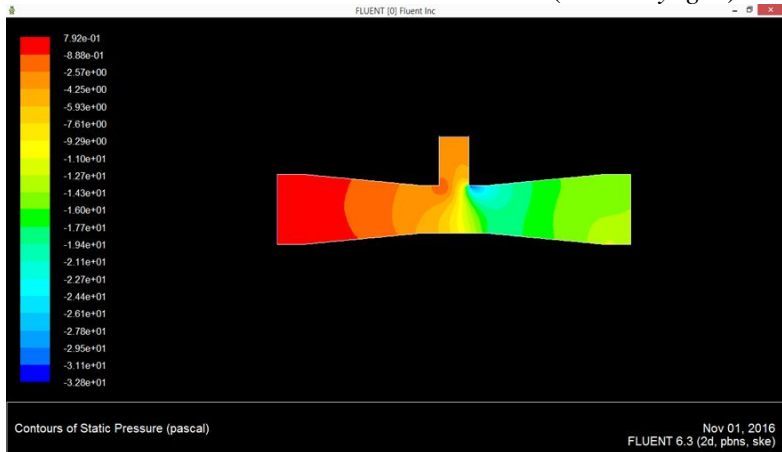
b. *Venturi Mixer Diameter Throat 19.8 mm (2 Inlet Syngas)*



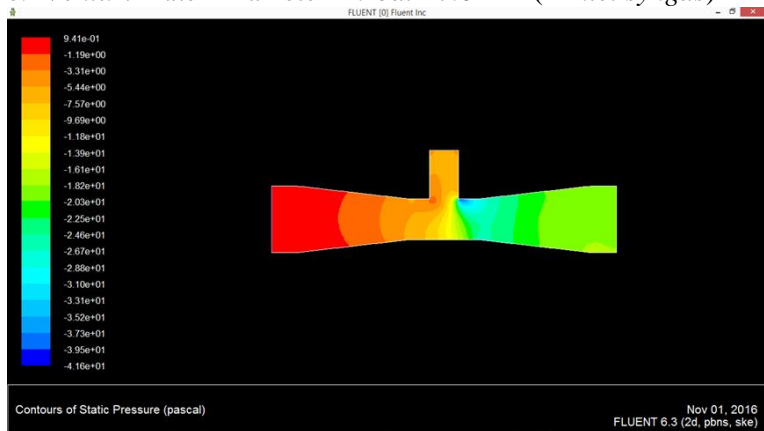
c. *Venturi Mixer Diameter Throat 17.6 mm (2 Inlet Syngas)*



d. *Venturi Mixer Diameter Throat 19.8 mm (1 Inlet Syngas)*



e. *Venturi Mixer Diameter Throat 17.6 mm (1 Inlet syngas)*



Gambar 4. Kontur Tekanan Masing-Masing Variasi *Venturi Mixer*

Kontur tekanan disajikan dalam Gambar 4 dengan satuan Pascal. Dari kontur yang ada terlihat bahwa sepanjang daerah konvergen tekanan gas akan menurun, stabil pada daerah *throat venturi* lalu kemudian mengalami peningkatan tekanan ketika memasuki daerah divergen. Hal tersebut disebabkan adanya pengecilan dan pembesaran penampang *venturi mixer*. Selain itu dari visualisasi kontur tekanan sebagaimana disajikan diatas menunjukkan bahwa semakin kecil diameter *throat* akan menyebabkan semakin besar pula *pressure drop* yang terjadi dalam *venturi mixer*. Dari visualisasi diatas *pressure drop* paling besar terjadi pada *venture mixer* berdiameter 17.6 mm dengan 2 lubang masukan *syngas* hasil gasifikasi MSW.

6. Kesimpulan

Hasil simulasi yang dilakukan menunjukkan adanya pengaruh distribusi tekanan, kecepatan, pengecilan diameter *throat venturi mixer* dan jumlah lubang masukan *syngas*. Pada daerah konvergen terjadi peningkatan kecepatan aliran gas namun mengakibatkan penurunan tekanan dan mulai terbentuk turbulensi percampuran udara dan *syngas* pada titik pengecilan diameter *throat*, begitu pula sebaliknya ketika gas berada pada daerah divergen dimana turbulensi terus menyebar seiring membesarnya penampang divergen menyebabkan percampuran antara udara dan *syngas*, hal ini disebabkan adanya perubahan luas penampang *venturi*. Dari visualisasi diatas terlihat bahwa melalui kontur kecepatan, tekanan, hasil terbaik terjadi pada *venture mixer* berdiameter 17.6 mm dengan 2 lubang masukan *syngas*.

Lampiran 3
Properti Gas-Gas Komposisi *Syngas*

T (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg · K)	$\mu \cdot 10^7$ (N · s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	Pr
Ammonia (NH₃) (continued)							
400	0.5136	2.287	138	26.9	37.0	31.5	0.853
420	0.4888	2.322	145	29.7	40.4	35.6	0.833
440	0.4664	2.357	152.5	32.7	43.5	39.6	0.826
460	0.4460	2.393	159	35.7	46.3	43.4	0.822
480	0.4273	2.430	166.5	39.0	49.2	47.4	0.822
500	0.4101	2.467	173	42.2	52.5	51.9	0.813
520	0.3942	2.504	180	45.7	54.5	55.2	0.827
540	0.3795	2.540	186.5	49.1	57.5	59.7	0.824
560	0.3708	2.577	193	52.0	60.6	63.4	0.827
580	0.3533	2.613	199.5	56.5	63.8	69.1	0.817
Carbon Dioxide (CO₂)							
280	1.9022	0.830	140	7.36	15.20	9.63	0.765
300	1.7730	0.851	149	8.40	16.55	11.0	0.766
320	1.6609	0.872	156	9.39	18.05	12.5	0.754
340	1.5618	0.891	165	10.6	19.70	14.2	0.746
360	1.4743	0.908	173	11.7	21.2	15.8	0.741
380	1.3961	0.926	181	13.0	22.75	17.6	0.737
400	1.3257	0.942	190	14.3	24.3	19.5	0.737
450	1.1782	0.981	210	17.8	28.3	24.5	0.728
500	1.0594	1.02	231	21.8	32.5	30.1	0.725
550	0.9625	1.05	251	26.1	36.6	36.2	0.721
600	0.8826	1.08	270	30.6	40.7	42.7	0.717
650	0.8143	1.10	288	35.4	44.5	49.7	0.712
700	0.7564	1.13	305	40.3	48.1	56.3	0.717
750	0.7057	1.15	321	45.5	51.7	63.7	0.714
800	0.6614	1.17	337	51.0	55.1	71.2	0.716
Carbon Monoxide (CO)							
200	1.6888	1.045	127	7.52	17.0	9.63	0.781
220	1.5341	1.044	137	8.93	19.0	11.9	0.753
240	1.4055	1.043	147	10.5	20.6	14.1	0.744
260	1.2967	1.043	157	12.1	22.1	16.3	0.741
280	1.2038	1.042	166	13.8	23.6	18.8	0.733
300	1.1233	1.043	175	15.6	25.0	21.3	0.730
320	1.0529	1.043	184	17.5	26.3	23.9	0.730
340	0.9909	1.044	193	19.5	27.8	26.9	0.725
360	0.9357	1.045	202	21.6	29.1	29.8	0.725
380	0.8864	1.047	210	23.7	30.5	32.9	0.729
400	0.8421	1.049	218	25.9	31.8	36.0	0.719
450	0.7483	1.055	237	31.7	35.0	44.3	0.714
500	0.67352	1.065	254	37.7	38.1	53.1	0.710
550	0.61226	1.076	271	44.3	41.1	62.4	0.710
600	0.56126	1.088	286	51.0	44.0	72.1	0.707

Sambungan lampiran 3

T (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg · K)	$\mu \cdot 10^7$ (N · s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	Pr
Carbon Monoxide (CO) (continued)							
650	0.51806	1.101	301	58.1	47.0	82.4	0.705
700	0.48102	1.114	315	65.5	50.0	93.3	0.702
750	0.44899	1.127	329	73.3	52.8	104	0.702
800	0.42095	1.140	343	81.5	55.5	116	0.705
Helium (He)							
100	0.4871	5.193	96.3	19.8	73.0	28.9	0.686
120	0.4060	5.193	107	26.4	81.9	38.8	0.679
140	0.3481	5.193	118	33.9	90.7	50.2	0.676
160	—	5.193	129	—	99.2	—	—
180	0.2708	5.193	139	51.3	107.2	76.2	0.673
200	—	5.193	150	—	115.1	—	—
220	0.2216	5.193	160	72.2	123.1	107	0.675
240	—	5.193	170	—	130	—	—
260	0.1875	5.193	180	96.0	137	141	0.682
280	—	5.193	190	—	145	—	—
300	0.1625	5.193	199	122	152	180	0.680
350	—	5.193	221	—	170	—	—
400	0.1219	5.193	243	199	187	295	0.675
450	—	5.193	263	—	204	—	—
500	0.09754	5.193	283	290	220	434	0.668
550	—	5.193	—	—	—	—	—
600	—	5.193	320	—	252	—	—
650	—	5.193	332	—	264	—	—
700	0.06969	5.193	350	502	278	768	0.654
750	—	5.193	364	—	291	—	—
800	—	5.193	382	—	304	—	—
900	—	5.193	414	—	330	—	—
1000	0.04879	5.193	446	914	354	1400	0.654
Hydrogen (H₂)							
100	0.24255	11.23	42.1	17.4	67.0	24.6	0.707
150	0.16156	12.60	56.0	34.7	101	49.6	0.699
200	0.12115	13.54	68.1	56.2	131	79.9	0.704
250	0.09693	14.06	78.9	81.4	157	115	0.707
300	0.08078	14.31	89.6	111	183	158	0.701
350	0.06924	14.43	98.8	143	204	204	0.700
400	0.06059	14.48	108.2	179	226	258	0.695
450	0.05386	14.50	117.2	218	247	316	0.689
500	0.04848	14.52	126.4	261	266	378	0.691
550	0.04407	14.53	134.3	305	285	445	0.685

Sambungan lampiran 3

T (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg · K)	$\mu \cdot 10^7$ (N · s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	Pr
Hydrogen (H ₂) (continued)							
600	0.04040	14.55	142.4	352	305	519	0.678
700	0.03463	14.61	157.8	456	342	676	0.675
800	0.03030	14.70	172.4	569	378	849	0.670
900	0.02694	14.83	186.5	692	412	1030	0.671
1000	0.02424	14.99	201.3	830	448	1230	0.673
1100	0.02204	15.17	213.0	966	488	1460	0.662
1200	0.02020	15.37	226.2	1120	528	1700	0.659
1300	0.01865	15.59	238.5	1279	568	1955	0.655
1400	0.01732	15.81	250.7	1447	610	2230	0.650
1500	0.01616	16.02	262.7	1626	655	2530	0.643
1600	0.0152	16.28	273.7	1801	697	2815	0.639
1700	0.0143	16.58	284.9	1992	742	3130	0.637
1800	0.0135	16.96	296.1	2193	786	3435	0.639
1900	0.0128	17.49	307.2	2400	835	3730	0.643
2000	0.0121	18.25	318.2	2630	878	3975	0.661
Nitrogen (N ₂)							
100	3.4388	1.070	68.8	2.00	9.58	2.60	0.768
150	2.2594	1.050	100.6	4.45	13.9	5.86	0.759
200	1.6883	1.043	129.2	7.65	18.3	10.4	0.736
250	1.3488	1.042	154.9	11.48	22.2	15.8	0.727
300	1.1233	1.041	178.2	15.86	25.9	22.1	0.716
350	0.9625	1.042	200.0	20.78	29.3	29.2	0.711
400	0.8425	1.045	220.4	26.16	32.7	37.1	0.704
450	0.7485	1.050	239.6	32.01	35.8	45.6	0.703
500	0.6739	1.056	257.7	38.24	38.9	54.7	0.700
550	0.6124	1.065	274.7	44.86	41.7	63.9	0.702
600	0.5615	1.075	290.8	51.79	44.6	73.9	0.701
700	0.4812	1.098	321.0	66.71	49.9	94.4	0.706
800	0.4211	1.22	349.1	82.90	54.8	116	0.715
900	0.3743	1.146	375.3	100.3	59.7	139	0.721
1000	0.3368	1.167	399.9	118.7	64.7	165	0.721
1100	0.3062	1.187	423.2	138.2	70.0	193	0.718
1200	0.2807	1.204	445.3	158.6	75.8	224	0.707
1300	0.2591	1.219	466.2	179.9	81.0	256	0.701
Oxygen (O ₂)							
100	3.945	0.962	76.4	1.94	9.25	2.44	0.796
150	2.585	0.921	114.8	4.44	13.8	5.80	0.766
200	1.930	0.915	147.5	7.64	18.3	10.4	0.737
250	1.542	0.915	178.6	11.58	22.6	16.0	0.723
300	1.284	0.920	207.2	16.14	26.8	22.7	0.711

Sambungan lampiran 3

T (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg · K)	$\mu \cdot 10^7$ (N · s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	Pr
Oxygen (O ₂) (continued)							
350	1.100	0.929	233.5	21.23	29.6	29.0	0.733
400	0.9620	0.942	258.2	26.84	33.0	36.4	0.737
450	0.8554	0.956	281.4	32.90	36.3	44.4	0.741
500	0.7698	0.972	303.3	39.40	41.2	55.1	0.716
550	0.6998	0.988	324.0	46.30	44.1	63.8	0.726
600	0.6414	1.003	343.7	53.59	47.3	73.5	0.729
700	0.5498	1.031	380.8	69.26	52.8	93.1	0.744
800	0.4810	1.054	415.2	86.32	58.9	116	0.743
900	0.4275	1.074	447.2	104.6	64.9	141	0.740
1000	0.3848	1.090	477.0	124.0	71.0	169	0.733
1100	0.3498	1.103	505.5	144.5	75.8	196	0.736
1200	0.3206	1.115	532.5	166.1	81.9	229	0.725
1300	0.2960	1.125	588.4	188.6	87.1	262	0.721
Water Vapor (Steam)							
380	0.5863	2.060	127.1	21.68	24.6	20.4	1.06
400	0.5542	2.014	134.4	24.25	26.1	23.4	1.04
450	0.4902	1.980	152.5	31.11	29.9	30.8	1.01
500	0.4405	1.985	170.4	38.68	33.9	38.8	0.998
550	0.4005	1.997	188.4	47.04	37.9	47.4	0.993
600	0.3652	2.026	206.7	56.60	42.2	57.0	0.993
650	0.3380	2.056	224.7	66.48	46.4	66.8	0.996
700	0.3140	2.085	242.6	77.26	50.5	77.1	1.00
750	0.2931	2.119	260.4	88.84	54.9	88.4	1.00
800	0.2739	2.152	278.6	101.7	59.2	100	1.01
850	0.2579	2.186	296.9	115.1	63.7	113	1.02

^aAdapted from References 8, 14, and 15.

BIOGRAFI PENULIS



Nama Lengkap Penulis Agi Noto Bawono. Dilahirkan di Banyumas pada tanggal 10 Maret 1993. Penulis merupakan anak pertama dari dua bersaudara.

Pendidikan formal yang ditempuh penulis yakni, dimulai pada tahun 1999-2005 di SDN 1 Klapagading, tahun 2005-2008 di SMP Negeri 1 Wangon, tahun 2008-2011 di SMA Negeri 5 Purwokerto pada Jurusan Ilmu

Pengetahuan Alam (IPA), kemudian penulis melanjutkan studi jenjang Diploma III periode 2011-2014 di Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Jurusan D-III Teknik Mesin Program studi Konversi Energi, FTI-ITS. Selanjutnya penulis melanjutkan jenjang pendidikan S1 Teknik Mesin di ITS pada tahun 2014. Konversi Energi Merupakan bidang studi yang dipilih penulis dalam pengerjaan Tugas Akhir.

Pengalaman organisasi penulis pernah menjadi Ketua OSIS SMA NEGERI 5 Purwokerto periode 2009/2010, sebagai pengurus karya ilmiah remaja SMA NEGERI 5 Purwokerto dan pernah meenjuarai lomba karya ilmiah remaja tingkat profinsi, Fakultas Kedokteran Gizi Undip pada tahun 2009 Pengalaman bekerja yakni pernah menjalani kerja praktek di PT. PLN (PERSERO) PUSHARLIS UWP VI, Surabaya di bagian permesinan pada tahun 2011. Selama duduk di bangku kuliah penulis aktif mengikuti kegiatan perkuliahan. Penulis juga pernah mengikuti berbagai kegiatan dan bergabung dalam organisasi.

Kegiatan yang pernah diikutinya antara lain : Panitia PADII 2013, Anggota Himpunan Mahasiswa D3 Mesin. Pelatihan yang pernah diikuti penulis : Pelatihan dasar LKMM Pra TD di Fakultas Teknik Industri ITS (2012). Penulis pernah melaksanakan kerja praktek di PT PLN (Persero) PUSHARLIS UWP VI Surabaya selama satu bulan dan ikut serta dalam pembuatan pembangkit listrik tenaga air (PLTMH) turbin francis Lamanabi Flores.

Untuk mendapatkan infoermasi lebih lengkap dapat menghubungi penulis di noto.agibawono@gmail.com